N° d'enregistrement au C.N.R.S
A.O. 7477

Article principal

recouvrant en partie

L A T H E S E D E D O C T E U R - I N G E N I E U R

présentée

A L ' U N I V E R S I T E - P A R I S VI

par

Mr. Guy R O U S S I L L O N

pour obtenir

LE TITRE DE DOCTEUR-INGENIEUR

S U J E T D E L A T H E S E :

EMPLOI D'UNE VANNE PAPILLON FONCTIONNANT EN REGIME CRITIQUE POUR LA MESURE DU DEBIT D'AIR ASPIRE PAR UN MOTEUR THERMIQUE

Soutenue le 12 Juin 1972 devant la Commission d'Examen

MM. A. FORTIER ..... Président

R. COMOLET ..... Examinateur

R. VICHNIEVSKY ..... Examinateur

N° d'enregistrement au C.N.R.S
A.O.7477

Article principal

recouvrant en partie

L A T H E S E D E D O C T E U R - I N G E N I E U R

présentée

A L ' U N I V E R S I T E - P A R I S V I

par

Mr. Guy R O U S S I L L O N

pour obtenir

LE TITRE DE DOCTEUR-INGENIEUR

S U J E T D E L A T H E S E :

EMPLOI D'UNE VANNE PAPILLON FONCTIONNANT EN REGIME CRITIQUE POUR LA MESURE DU DEBIT D'AIR ASPIRE PAR UN MOTEUR THERMIQUE

Soutenue le 12 Juin 1972 devant la Commission d'Examen

MM. A. FORTIER ..... Président

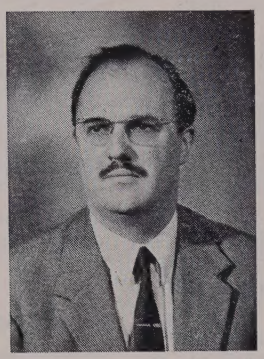
R. COMOLET ..... Examinateur

R. VICHNIEVSKY ..... Examinateur

UNIV.
LEIDEN
BIBL.

CONTRIBUTION A LA MESURE DU DÉBIT D'AIR ASPIRÉ PAR UN MOTEUR THERMIQUE AU MOYEN DE COLS SONIQUES

par le Dr. Ing. Guy ROUSSILLON *



* Ingénieur C.N.A.M. (Spécialité Moteurs à Combustion Interne); Docteur Ingénieur (Mécanique des Fluides); Responsable des Etudes d'Aérodynamique au CENTRE d'ETUDES de PARIS des Automobiles PEUGEOT.

Résumé des travaux effectués par l'auteur au C.N.A.M. en vue du soutien, le 12 juin 1972, d'une thèse de Docteur Ingénieur au Laboratoire de Mécanique des Fluides d'ORSAY (L.M.E.F.) de l'Université PARIS VI.
(Jury : Président : M. A. FORTIER. Examinateurs : MM. R. COMOLET, R. VICHNIEVSKY.)

1. — INTRODUCTION

Les procédés employés pour la mesure des débits permanents, au moyen d'appareils déprimogènes, ne s'appliquent pas à la mesure des débits pulsatoires.

Les causes d'erreur sont de deux sortes :

1.1 - La pression différentielle $\overline{\Delta P}$, mesurée à l'aide d'un manomètre industriel, est une moyenne temporelle de la pression différentielle instantanée ΔP.

La pression différentielle, étant proportionnelle au carré du débit, il est évident que la moyenne du carré d'une grandeur fluctuante, n'est pas égale au carré de la valeur moyenne de cette grandeur lorsque les fluctuations ne sont pas faibles par rapport aux valeurs moyennes.

Par conséquent, la pression différentielle moyenne $\overline{\Delta P}$ mesurée n'est plus proportionnelle au carré du débit moyen $\overline{q_v}^2$, elle est plus grande.

1.2 - Il n'est pas certain à priori, que le coefficient de débit C_d conserve, en régime pulsatoire, la valeur initiale expérimentale C_{do} déterminée en régime permanent.

En effet, le coefficient de débit dépend :

- du rapport de contraction géométrique,
- du taux de détente,
- du nombre de REYNOLDS de l'écoulement,
- des pertes de charge entre les sections de mesure,
- des répartitions de vitesses moyennes,
- des fluctuations de vitesse dans les sections en amont et en aval.

L'expérience, seule, permet de déterminer l'importance de chaque paramètre et de mesurer les variations du coefficient de débit en régime pulsatoire.

La mesure du débit est certainement une des plus délicates à l'échelle industrielle, car il est très rare de rencontrer un régime qui puisse être qualifié de permanent.

Les fluctuations de débit sont dues aux machines alternatives, motrices ou réceptrices, mais aussi aux aubages des turbines, pompes, surpresseurs, ainsi qu'aux singularités des circuits, les deux causes pouvant coexister (A. FORTIER).

SAVART en 1833 cite dans les Annales de Physique : « sous l'action continue de causes constantes, l'écoulement des fluides ne se règle pas par la permanence absolue du mouvement, mais par une périodicité, comme le mouvement de plusieurs machines » [33].

En 1885, l'Ingénieur français PARENTY constatait des anomalies dans les mesures sur tube de venturi. Depuis, d'autres utilisateurs ont signalé la possibilité d'erreurs parfois grossières, dans la détermination du débit lorsque le régime est pulsatoire.

Plusieurs auteurs ont cherché à éviter cette erreur, soit en modifiant le dispositif expérimental de mesure, soit en apportant une correction à la valeur trouvée par le dispositif initial, soit encore en déterminant un coefficient sans dimension qui, par sa valeur, permet d'estimer l'importance de l'erreur commise dans le calcul du débit par les formules classiques des écoulements permanents, tel le nombre de HODGSON.

La présente étude a pour but d'exposer les résultats de l'application d'une méthode originale de mesure des débits pulsatoires.

Cette méthode consiste à mesurer ce débit bien qu'il soit pulsatoire, sans modifier sa pulsation, et sans que cette pulsation puisse, en aucune manière, fausser la mesure de son débit.

Pour ce faire, une capacité tampon de caractéristiques suffisantes, permet d'alimenter un moteur sans modifier son régime pulsatoire.

Cette capacité tampon est alimentée par un débit sonique permanent, égal au débit moyen du moteur.

Les pulsations dues au fonctionnement du moteur ne pouvant, en aucun cas, altérer la permanence du débit du col sonique, si les caractéristiques de la capacité tampon ont été déterminées à cet effet.

Le col sonique est, dans cette étude, constitué par une vanne papillon qui permet un réglage aisé et continu de la section du col. Cette solution est valable pour un montage industriel de banc d'essai.

Dans une version plus précise de laboratoire, il serait préférable d'utiliser un jeu de cols soniques fixes, constitué de tuyères convergentes - divergentes à récupération qui n'exige qu'un rapport de pression de 1,05 et dont le coefficient de débit est connu à 3.10^{-4} près.

2. — ETUDE THEORIQUE

2.1. — MISE EN EQUATION

Le professeur A. FORTIER démontre [19] que la relation entre la pression différentielle et le débit qui constitue, en fait, une forme particulière de l'équation fondamentale de la dynamique adaptée à l'étude des écoulements non stationnaires, s'exprime par :

$$P_{g1} - P_{g2} = K \frac{\rho q_v^2}{2 S^2} + \frac{\rho}{l} \cdot \frac{d (k q_v)}{d t} \qquad (1)$$

avec K et k = f (t)

Application aux écoulements permanents en moyenne.

La valeur moyenne est définie par :

$$\overline{A} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} A \, dt$$

Nous dirons que l'écoulement est permanent en moyenne, lorsqu'il est possible de trouver un temps T suffisamment long pour que la moyenne soit indépendante de l'instant t choisi pour faire la moyenne.

Lorsque l'écoulement est permanent en moyenne la relation (1) est applicable à tout instant, par conséquent, nous pouvons prendre les moyennes des deux membres, ce qui nous donne :

$$\overline{P_{g1}} - \overline{P_{g2}} = \frac{\rho}{2 S^2} \overline{K q_v^2} \qquad (2)$$

car la moyenne d'une dérivée par rapport au temps est nulle d'après la définition de l'écoulement permanent en moyenne. L'écoulement étant permanent en moyenne, K et q_v oscillent autour des valeurs moyennes $\overline{K}$ et $\overline{q_v}$ et nous pouvons écrire à l'instant t : $K = \overline{K} + K'$ et $q_v = \overline{q_v} + q'_v$; K' et q'_v sont les fluctuations des grandeurs K et q_v et par définition nous avons $\overline{K'} = 0$ et $\overline{q'_v} = 0$. En introduisant ces fluctuations, l'équation (2) peut s'écrire :

$$\overline{\Delta P_g} = \overline{P_{g1}} - \overline{P_{g2}} = \frac{\rho}{2S^2} \times \qquad (3)$$

$$\left[(\overline{K} + K')\,(\overline{q_v^2} + 2\,\overline{q_v} q'_v + q'^2_v)\right]$$

$$\overline{\Delta P_g} = \frac{\rho}{2\,S^2} \left[\overline{K}\,(\overline{q_v^2} + \overline{q'^2_v}) + 2\,\overline{q_v q'_v K'} + \overline{K' q'^2_v}\right]$$

Un étalonnage du dispositif déprimogène effectué avec un débit *rigoureusement constant* et connu donne $\overline{K}$ car on a alors :

$$\overline{\Delta P_g} = \frac{\rho}{2S^2} \overline{K}\, q_v^2 \qquad (4)$$

Si S désigne la surface du diaphragme, $\overline{K}$ n'est autre que l'inverse du carré du coefficient de débit des normes. Mais dans le cas où le débit est variable autour d'une valeur moyenne $\overline{q_v}$, la mesure de $\overline{\Delta P_g}$ ne permet pas de déterminer le débit moyen, car la relation entre $\overline{\Delta P_g}$ et $\overline{q_v}$ contient quatre inconnues.

En écrivant la relation (3) sous la forme :

$$\overline{\Delta P_g} = \frac{\rho}{2S^2} \overline{K}\,\overline{q_v^2} \times \qquad (5)$$

$$\left(1 + \frac{\overline{q'^2_v}}{\overline{q_v^2}} + \frac{\overline{2 q'_v K'}}{\overline{q_v}\,\overline{K}} + \frac{\overline{K' q'^2_v}}{\overline{K}\,\overline{q_v^2}}\right)$$

Nous voyons qu'une condition nécessaire pour déterminer q_v avec une précision suffisante à partir de la mesure de $\overline{\Delta P_g}$ est que $\overline{q'^2_v}/\overline{q_v^2}$ soit suffisamment petit devant 1. En d'autres termes,

le rapport de l'amplitude des oscillations du débit au débit moyen, au niveau même du dispositif déprimogène, doit être petit devant 1.

Pour que cette condition soit suffisante, il faut que l'inégalité $\overline{q'_v{}^2}/\overline{q_v}^2 \ll 1$ entraîne les inégalités $2\,(\overline{q'_v K'}/\overline{q_v K}) \ll 1$ et $\overline{K' q_v{}^2}/\overline{K'}\,\overline{q_v{}^2} \ll 1$.

Si $\overline{K'^2}/\overline{K}^2$ est très petit devant 1, les trois inégalités sont satisfaites en même temps et il n'y a pas de difficultés, surtout dans le cas d'utilisation de venturis ou de tuyères.

Des expériences systématiques ont été effectuées par M. Yazici au L.M.E.F. d'Orsay. [46-47] avec des diaphragmes.

2.2. — REMARQUE SUR LES FLUCTUATIONS DE PRESSION ET DE DEBITS

Lorsqu'on mesure un débit à l'aide d'un diaphragme en mince paroi, on lit sur un manomètre la différence de pression entre l'amont et l'aval du diaphragme. Or l'amplitude des oscillations observées de cette différence de pression peut bien être très grande en valeur relative, sans que l'amplitude des fluctuations du débit à travers le diaphragme soit elle-même très grande. Cela tient à ce que, dans l'expression de la valeur instantanée de ΔP_g, il y a deux termes ; la valeur moyenne du premier terme est égale à la valeur moyenne de ΔP_g tandis que la valeur moyenne du deuxième terme est nulle. Il se peut donc que l'amplitude des oscillations du premier terme soit très faible, alors que l'amplitude des oscillations du second terme est très grande. L'amplitude des oscillations du manomètre est alors très grande, mais la mesure du débit moyen est correcte, à condition, évidemment, qu'on détermine d'une façon correcte la valeur moyenne de ΔP_g. (VALEMBOIS [40 a]).

En particulier ces phénomènes s'observent lorsque les tuyaux à l'amont et à l'aval du diaphragme entrent en résonance comme des tuyaux sonores. Si le diamètre du diaphragme est petit devant le diamètre du tuyau, le plan du diaphragme constitue un ventre de pression et un nœud de débit, et par conséquent, les oscillations de la différence de pression sont très grandes, alors que les oscillations du débit à travers le diaphragme sont faibles (fig. 1). Si au contraire le diamètre du diaphragme est voisin du diamètre du tuyau, le plan du diaphragme est un ventre de débit et un nœud de pression, on observe de grandes oscillations du débit, alors que les oscillations relatives de la différence de pression restent faibles. D'une façon très générale il faut donc éviter d'utiliser des rapports d/D voisins de 1 et en pratique supérieurs à 0,5 (fig. 2).

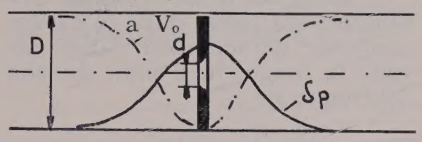


FIG.1 $d/D < 0{,}5$

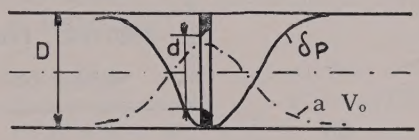


FIG.2 $d/D > 0{,}5$

2.3. — EMPLOI D'UNE CAPACITE POUR AMORTIR LES OSCILLATIONS DU DEBIT A TRAVERS LE DISPOSITIF DEPRIMOGENE

La réduction de l'amplitude des oscillations « a » du débit au niveau du dispositif déprimogène lui-même, peut être obtenue en intercalant entre la source de l'écoulement pulsatoire et ce dernier, une capacité de volume V et une résistance qui peut être constituée par le dispositif de mesure lui-même.

2.3.1. — Cas d'un écoulement sinusoïdal

$$q_{v0} = \overline{q_{v0}}\,(1 + a_0 \sin \omega t)$$

$$\omega = 2\,\pi\,n \qquad (6)$$

on arrive à la relation suivante

$$\left(\frac{a}{a_0}\right)^2 = \frac{1}{\left[1 - \frac{\omega^2}{\omega_0{}^2}\right]^2 + \tau^2\omega^2} \qquad (7)$$

avec :

a : amplitude des oscillations du débit à l'appareil déprimogène

a_0 : amplitude initiale

$$\tau = \frac{K \cdot V_0 \cdot \overline{q_v}}{S^2 \cdot c^2}$$

$$\frac{1}{\omega_0{}^2} = \frac{k \cdot V_0}{\rho \cdot c^2}$$

Pour que le dispositif déprimogène mesure le débit moyen avec une erreur relative inférieure à ϵ % (sur le débit moyen) il faut que :

$$\frac{\Delta P}{P} \cdot \frac{V_0 \cdot n}{\overline{q_v}} > \frac{10\,a_0}{18\,\sqrt{\epsilon}}$$

$\overline{\Delta P}$: pression différentielle

P : pression absolue dans le réservoir

n : fréquence imposée

le nombre sans dimension $\frac{\overline{\Delta P}}{P} \cdot \frac{V_0 \cdot n}{\overline{q_v}}$ est le nombre de HODGSON et l'on écrit :

$$\boxed{H > \frac{10\,a_0}{18\,\sqrt{\epsilon}}} \qquad (8)$$

2.3.2. — Cas où l'écoulement n'est plus sinusoïdal mais interrompu

Le degré d'interruption est défini par :

$$\frac{Z_u}{Z_0}$$

Le degré d'admission par :

$$\frac{Z_a}{Z_0}$$

(Fig. 3).

Le calcul s'effectue à partir d'un développement en série de FOURIER. Il faut respecter :

$$H > 1{,}42 \frac{Z_u}{Z_o} \frac{1}{\sqrt{\epsilon}} \qquad (9)$$

Pour que l'erreur sur la mesure du débit moyen soit inférieure à : ϵ % (fig. 4).

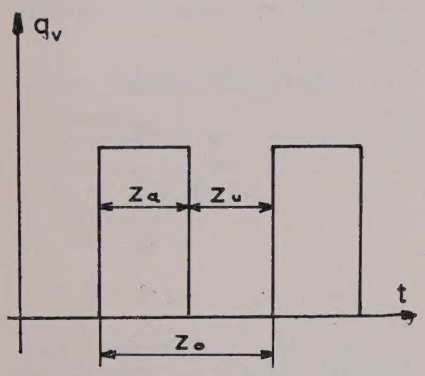


Fig. 3

Appelons p_o et ρ_o la pression et la masse volumique du gaz dans le réservoir et p_s et ρ_s la pression et la masse volumique dans une section de la tuyère où la vitesse est V_s, et où nous supposerons que l'écoulement a lieu par tranche. Le théorème de BERNOULLI s'écrit pour un écoulement isentropique :

$$\frac{\gamma}{\gamma\text{-}1} \cdot \frac{p_o}{\rho_o} = \frac{\gamma}{\gamma 1} \cdot \frac{p_s}{\rho_s} + \frac{V_s^2}{2} + \frac{k}{L\rho_s} \cdot \frac{dq}{dt} \qquad (10)$$

q désignant le débit masse instantané qui passe dans la tuyère supposée de longueur faible devant la longueur d'onde du son de fréquence n.

me en dq/dt au terme $V_s^2/2$ est égal au col de section S de la tuyère, à :

$$\zeta = a\, 4\, \pi\, k \frac{S}{L} \cdot \frac{n}{\overline{V_c}} \qquad (12)$$

$\overline{V_c}$ désignant la vitesse moyenne au col de la tuyère ; or k/L est de l'ordre de 1/d en appelant d le diamètre du col de la tuyère et par conséquent :

$$\zeta = 10a \frac{nd}{\overline{V_c}} \qquad (13)$$

Dans les applications le nombre de STROUHAL $nd/\overline{V_c}$ est toujours plus petit que 1 car $\overline{V_c}$ est égal à la célérité de propagation du son pour un écoulement à la vitesse critique dans la sec-

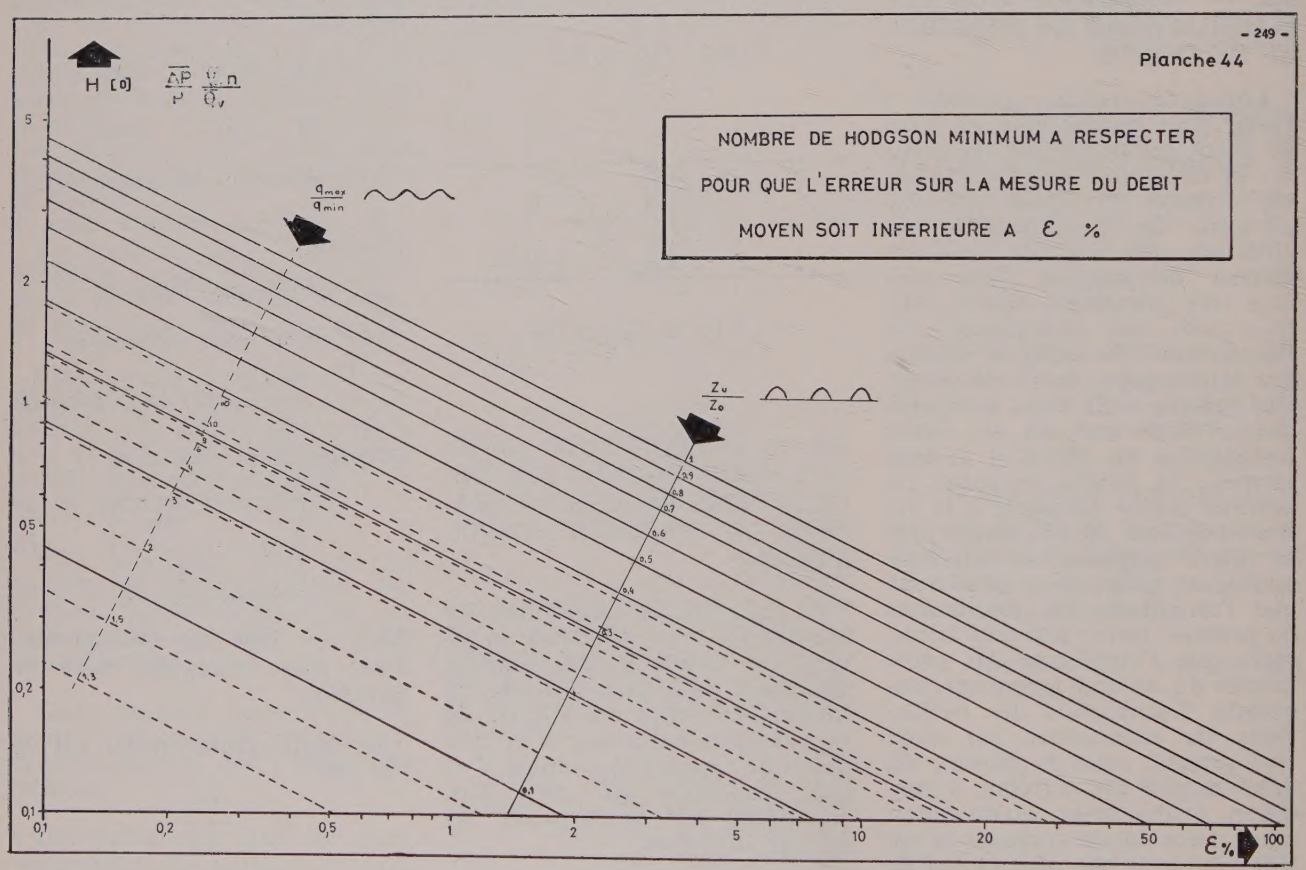


Fig. 4

2.4. — CAS D'UN ECOULEMENT A LA VITESSE CRITIQUE A LA SORTIE DU RESERVOIR

Supposons que le réservoir de volume V_o communique avec la tuyauterie aval par une tuyère.

Lorsque le débit q est de la forme :

$$q = \bar{q}\,[1 + a \sin(2\pi nt + \psi)] \qquad (11)$$

l'amplitude relative « a » étant petite devant 1, le rapport du terme en dq/dt au terme $V_s^2/2$ est égal au col de section S de la tuyère, à :

tion de gorge de la tuyère. $\overline{V_c}$ est donc de l'ordre de 300 m/s alors que nd ne dépasse généralement pas 1 m/s. Le terme en dq/dt est donc toujours négligeable devant les autres termes de l'équation de BERNOULLI et à un ins-

tant « t » on peut exprimer le débit en fonction de la masse volumique ρ_o par la formule du régime permanent, c'est-à-dire :

$$q = \rho_o \, S.A \qquad (14)$$

« A » étant une grandeur homogène à une vitesse qui ne dépend que de la température et du rapport des chaleurs massiques du gaz. Pour l'air à 20° C,

$$A = 200 \text{ m/s.} \qquad (15)$$

L'équation de continuité conduit dans ces conditions à l'équation :

$$V_o \frac{d\rho_o}{dt} + \rho_o \, S.A = \overline{q_o} \, (1 + a_o \sin 2\pi nt) \qquad (16)$$

$\overline{q_o}$ désignant le débit moyen de la source, a_o l'amplitude des oscillations relatives du débit de la source et V_o le volume du réservoir intercalé entre la source et la tuyère.

L'équation différentielle précédente permet de calculer a^2/a_o^2 et on obtient :

$$\boxed{a^2 = \frac{a_o^2}{1 + (V^2 4\pi^2 n^2 / A^2 S^2)}} \qquad (17)$$

Par conséquent, si l'on veut que a^2 soit inférieur à $4\,\epsilon/100$, il faut que :

$$\frac{V_o \times 2\pi n}{A.S} > \frac{10\, a_o}{2\sqrt{\epsilon}} \qquad (18)$$

$A.S = \overline{q_v}$ désigne le débit en volume de la tuyère dans les conditions amont, c'est-à-dire exprimé en volume de gaz de masse volumique ρ_o.

Si l'on compare l'inégalité ainsi obtenue :

$$\frac{V_o . n}{\overline{q_v}} \geqq 0{,}8 \frac{a_o}{\sqrt{\epsilon}} \qquad (19)$$

à l'inégalité (8) trouvée antérieurement :

$$\frac{\overline{\Delta p}}{p} . \frac{V_o . n}{\overline{q_v}} > 0{,}55 \frac{a_o}{\sqrt{\epsilon}} \qquad (20)$$

on constate que lorsque l'écoulement dans la tuyère est critique il suffit dans l'expression du nombre de HODGSON de prendre $\overline{\Delta p}/p = 0{,}69$ et d'exprimer le débit $\overline{q_v}$ en volume de gaz de masse volumique égale à ρ_o.

Remarquons que lorsqu'il est possible de réaliser dans la tuyère le régime critique, c'est-à-dire lorsque la pression p_o est suffisamment élevée, un moyen particulièrement simple et extrêmement fiable de mesurer le débit moyen d'un écoulement pulsatoire est d'utiliser la tuyère elle-même comme dispositif de mesure du débit.

L'amplitude des oscillations du débit dans la tuyère est :

$$a = \frac{a_o}{V_o \, (2\pi n / A.S)} \qquad (21)$$

et pour que l'erreur relative introduite par les pulsations sur la valeur du débit moyen calculé avec la formule du régime permanent, soit inférieure à ϵ %, il suffit que :

$$\frac{10\, a_o}{V_o \, (2\pi n / A.S)} \times \frac{nd}{\overline{V_c}} \leqq \frac{2\epsilon}{100} \qquad (22)$$

$$\frac{10\, a_o \, d^3}{8\, V_o} \times \frac{\rho_c}{\rho_o} \leqq \frac{2\epsilon}{100} \qquad (23)$$

ρ_c/ρ_o désigne le rapport de la masse volumique dans la section col de la tuyère à la masse volumique amont. Pour l'air, $\rho_c/\rho_o = 1/1{,}58$ et par conséquent, pour que l'erreur soit inférieure à ϵ %, il faut que :

$$\boxed{\frac{V_o}{d^3} \geqq \frac{40\, a_o}{\epsilon}} \qquad (24)$$

Pour un écoulement pulsatoire sinusoïdal, a_o est au maximum égal à 1

et il suffit dans tous les cas que :

$$\boxed{\frac{V_o}{d^3} \geqq \frac{40}{\epsilon}} \qquad (25)$$

Pour un écoulement pulsatoire interrompu, l'inégalité (24) doit être satisfaite pour tous les harmoniques.

Or, dans le cas le plus défavorable, c'est-à-dire pour $Z_u/Z_o = 1$, l'amplitude maximale est celle du fondamental de fréquence $1/Z_o$ et elle est égale à 2. Le volume doit donc satisfaire à l'inégalité :

$$\boxed{\frac{V_o}{d^3} > \frac{80}{\epsilon}} \qquad (26)$$

3. — APPAREILLAGE EXPERIMENTAL

3.1. — INSTALLATION D'ESSAIS

3.1.1. — Circuit d'alimentation en air

L'air est pris à partir de la distribution d'air comprimé du laboratoire (réseau à 5 bars).

Un filtre à bougie filtrante en métal fritté (passage 50 μ) permet d'éliminer les impuretés et l'eau sous forme liquide.

Un détendeur réglable ramène la pression de 5 bars effectifs aux environs de 1 bar effectif nécessaire à notre utilisation.

3.1.1.1. — Mesure du débit d'air.

Un venturi classique réalisé suivant les directives de la norme AFNOR NF X 10.102 permet de mesurer en régime permanent le débit d'air d'alimentation.

La pression effective P_1 en amont est mesurée à l'aide d'un manomètre BLONDELLE à aiguille de 0 à 5 kg/cm².

La pression différentielle ΔP entre l'amont et le col est mesurée à l'aide d'un tube en U de un mètre garni d'eau colorée.

Un capteur capacitif permet d'enregistrer la pression instantanée au col du venturi.

Le venturi est précédé d'une longueur droite de 20 diamètres. Le calcul du débit se fait à partir de la formule :

$$\boxed{Q = 25{,}35 \, \epsilon \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}}} \qquad (27)$$

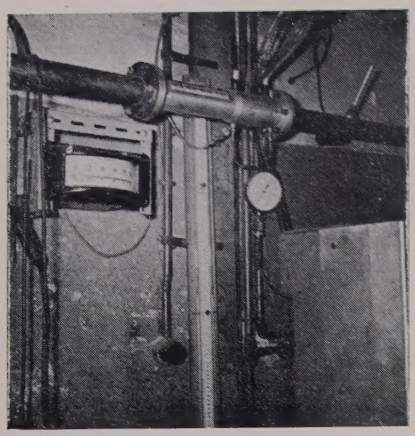


Fig. 5

3.1.1.2. — Vanne papillon utilisée comme col sonique réglable

Le col sonique de section variable est constitué par une vanne papillon de diamètre 21 mm.

La commande du papillon se fait à l'aide d'une roue et vis sans fin qui permet une grande démultiplication (1 tour correspond à une variation angulaire de 3° du papillon). (Fig. 7).

Un secteur gradué permet de repérer la position angulaire du papillon et par suite de déterminer le débit d'air à l'aide de la courbe expérimentale (fig. 8).

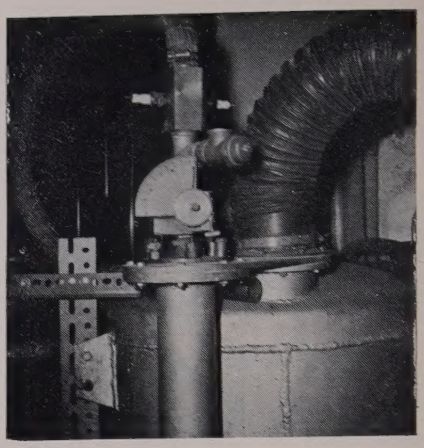


Fig. 7

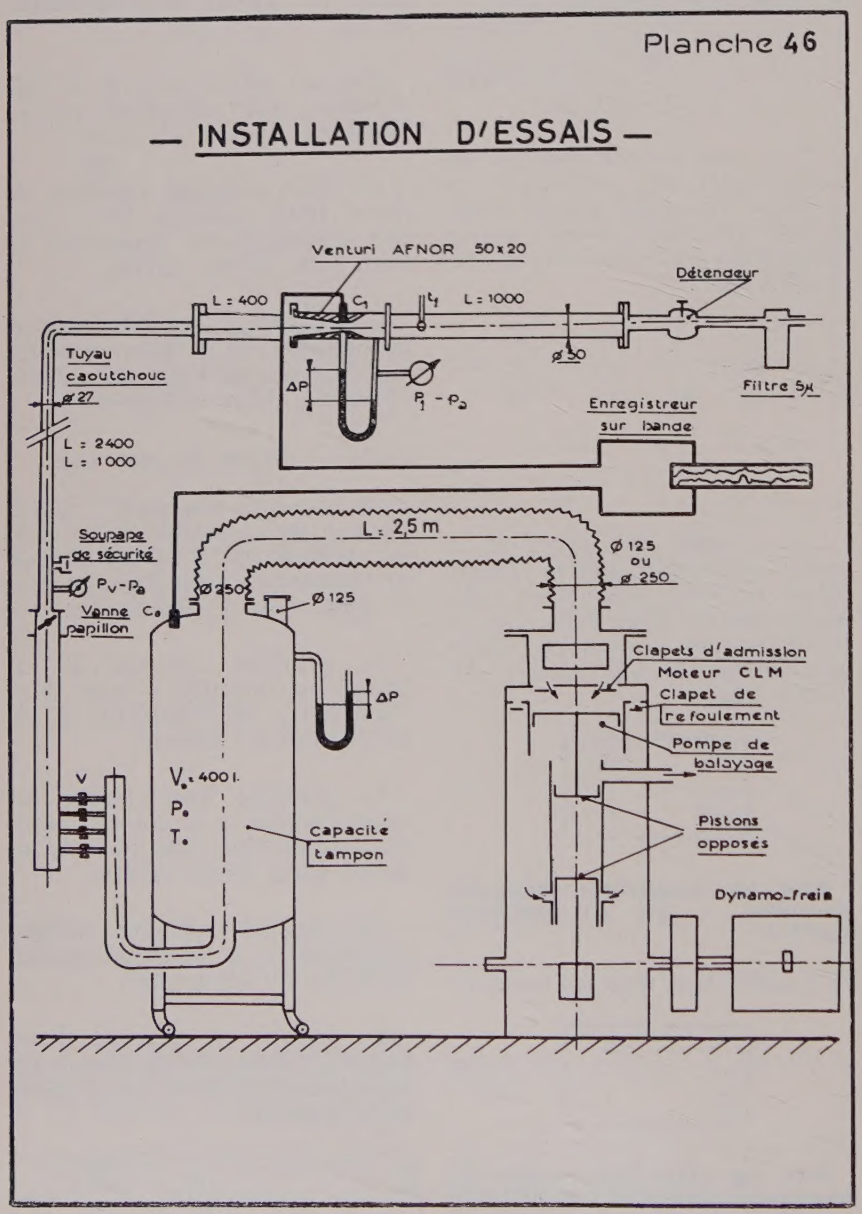


Fig. 6

3.1.1.3. — Possibilité d'utiliser des cols soniques fixes

L'avantage de la vanne papillon était de disposer d'un col sonique réglable, mais son inconvénient est d'exiger un taux de détente de 1,89.

L'utilisation de venturi fonctionnant en régime sonique permet une mesure plus fine du débit d'air en n'exigeant qu'un taux de détente de 1,05.

Le fonctionnement de tels venturis a été étudié au L.M.E.F. d'ORSAY [43], [44], [46], [47], sous la direction de M. A. FORTIER.

Le coefficient de débit pour une géométrie donnée a été étudié expérimentalement avec une précision supérieure au millième, en fonction du nombre de REYNOLDS au col (R_e), par MM. VINCENT et AZEM [44], [1] (fig. 11).

Le coefficient de détente en gaz réel est fonction de la température et de la pression. MM. VINCENT et MERIGOUT [45], ont étudié sa variation (fig. 12 et fig. 14).

La correction de l'humidité de l'air a été étudiée par M. AZEM [1] (fig. 17) tant sur la masse volumique que sur le coefficient de débit.

Application à la mesure des débits pulsés

Si l'écoulement est sonique, le débit a pour expression :

$$Q = \frac{K_D \cdot P_i \cdot C_D \cdot S_c \cdot \sqrt{H}}{\sqrt{T_i}} \qquad (28)$$

avec

$$C_D = f\,(R_e)$$

R_e nombre de REYNOLDS au col.

$$R_e = \frac{4 \cdot \overline{Q}}{\pi \cdot D_e \cdot \mu_e} \qquad (29)$$

Si l'on dispose d'un réseau de distribution d'air comprimé à 6 bars, la variation du débit sonique avec une tuyère sera :

$$\frac{Q_M}{Q_m} = \frac{7}{1{,}05} = 6{,}65$$

Le régime de rotation d'un moteur peut varier, par exemple, de 600 à 9 000 t/mn, ce qui peut exiger des débits dans le rapport de 1 à 15.

Avec deux tuyères judicieusement calibrées (1) et (2) on peut réaliser le débitmètre suivant :

Fig. 10.

P_i (Pa)	$1{,}05 \cdot 10^5$	$7 \cdot 10^5$
Q_r débit de référence	Q/Q_r	
Tuyère (1)	1	6,65
Tuyère (2)	6,65	49,50
Tuyères (1) + (2)	7,65	56,15

La lecture de pression en amont P_i se fera à l'aide d'un seul manomètre alors qu'un venturi classique réalisant le même rapport de débit qu'une de ces tuyères aurait une pression différentielle variant dans le rapport :

$$\frac{\Delta P_M}{\Delta P_m} = \left(\frac{Q_M}{Q_m}\right)^2 = 44$$

et le montage global équivaut à un rapport des pressions différentielles extrêmes de :

$$\left(\frac{\Delta P_M}{\Delta P_m}\right)_G = \left(\frac{Q_M}{Q_m}\right)^2_G = 3.160$$

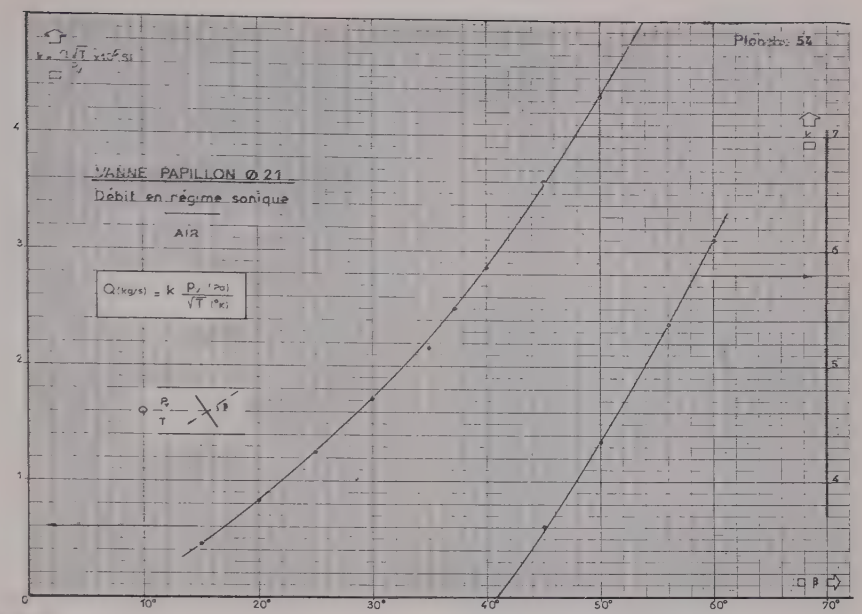


Fig. 8

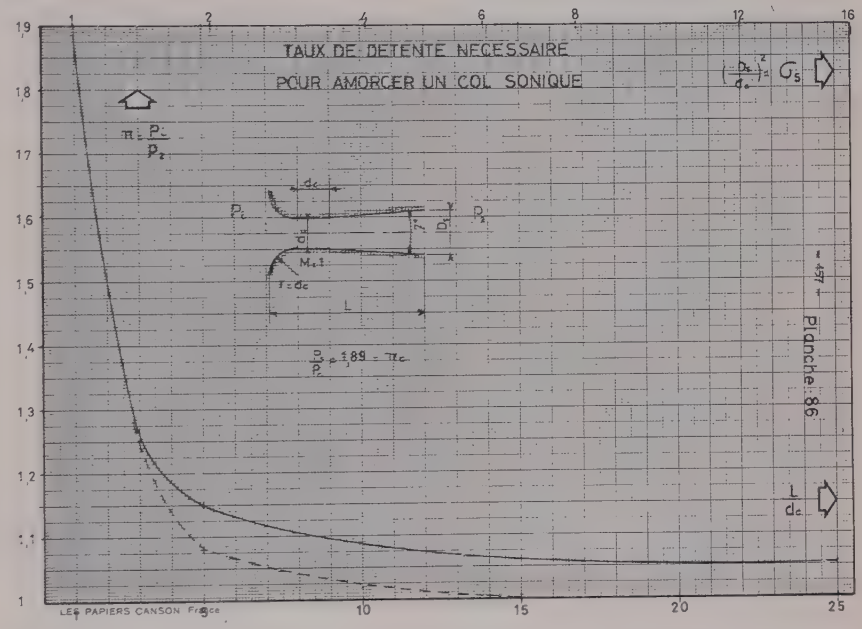


Fig. 9

Avec deux tuyères judicieusement calibrées ① et ②

on peut réaliser le débitmètre suivant :

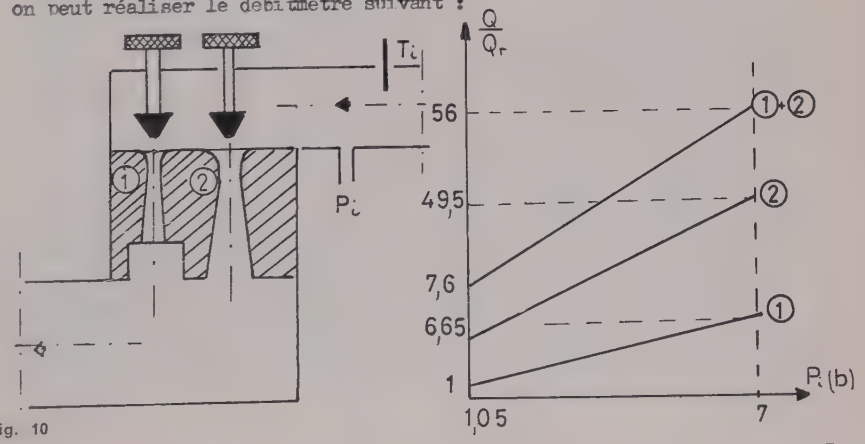


Fig. 10

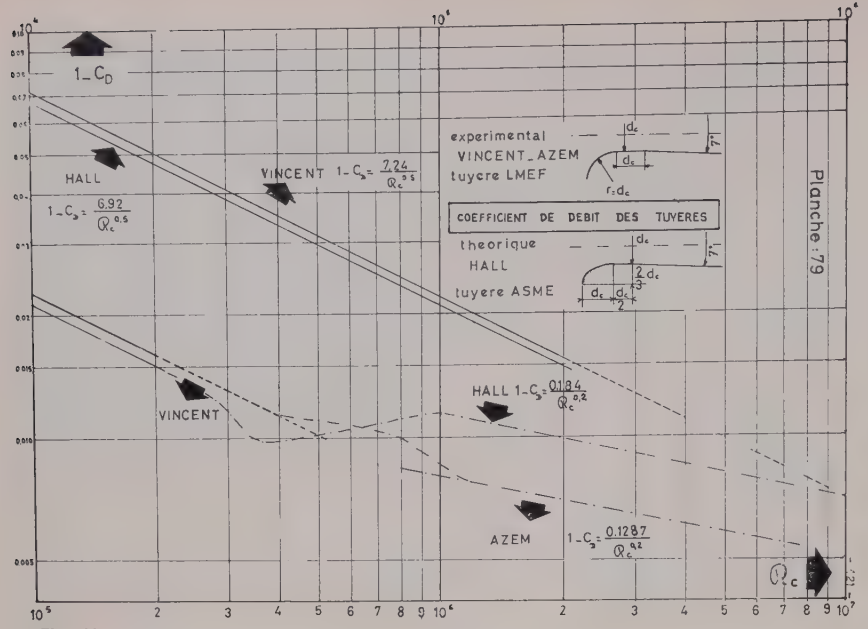


Fig. 11

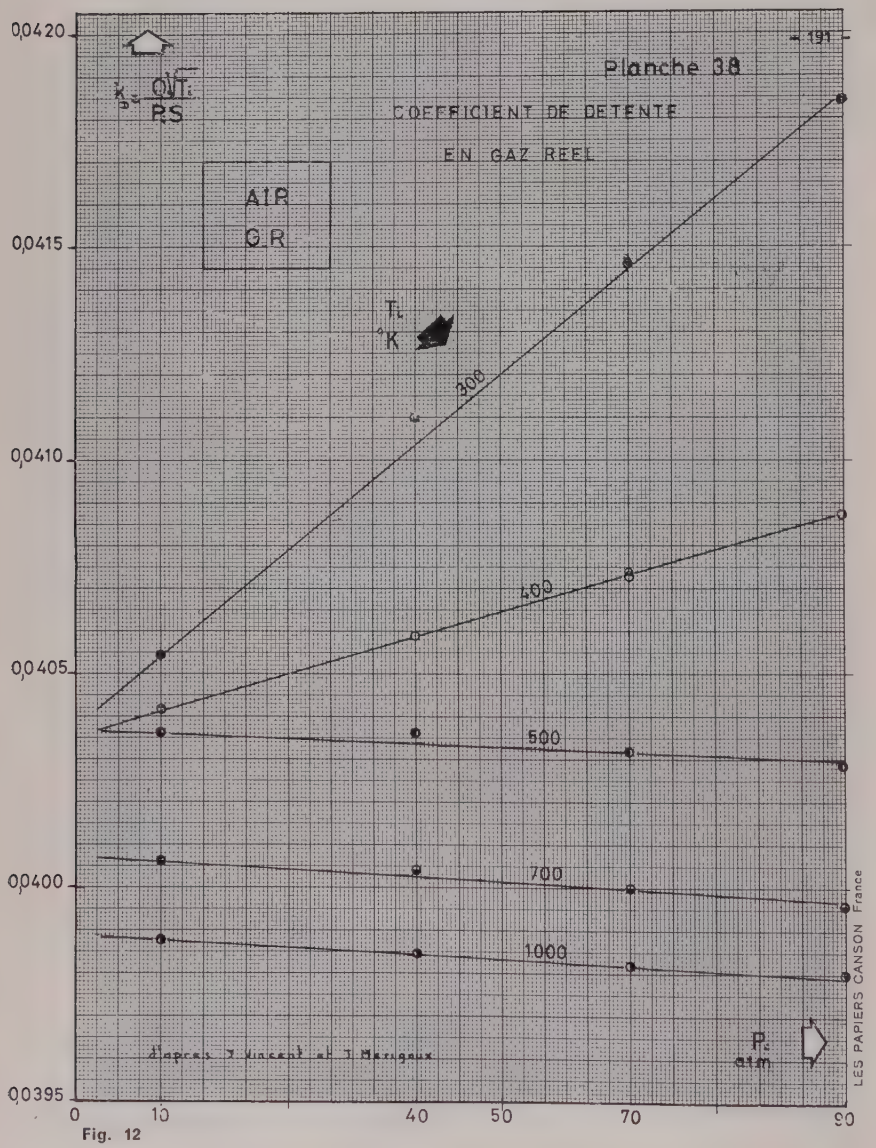


Fig. 12

3.1.1.4. — Capacité tampon

Fig. 13.

La capacité tampon est constituée d'une cuve en tôle de 400 litres.

Elle est interposée entre le venturi et l'admission d'air de la pompe de balayage du moteur et peut être reliée à cette dernière par un tuyau flexible de diamètre 125 mm ou 250 mm.

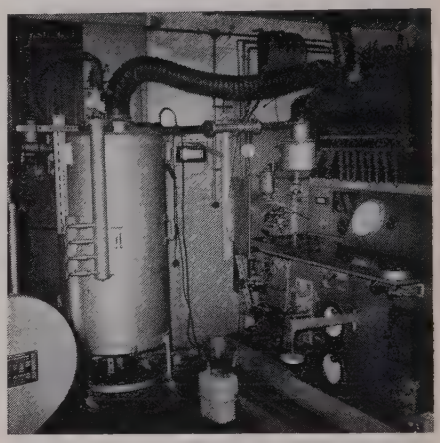


Fig. 13

L'admission d'air dans la capacité est réglée par la vanne papillon sonique, qui est elle-même reliée au venturi par un tuyau de caoutchouc de diamètre 27 mm et de longueur 2,4 m ou 1 m.

La capacité constitue l'atmosphère artificielle du moteur, un manomètre en U rempli d'eau permet de contrôler la pression d'admission avec précision.

Un capteur capacitif permet d'enregistrer la pression instantannée dans la capacité tampon.

A la partie supérieure un orifice de 250 mm de diamètre permet de monter soit une plaque de fermeture, soit une membrane en caoutchouc.

3.1.1.5. — Enregistrement des pressions instantanées

Fig. 15

Les capteurs de marque VIBROMETER sont à inductance mutuelle.

Une chaîne de mesure VIBROMETER fonctionne avec une bande passante de 1.500 Hz.

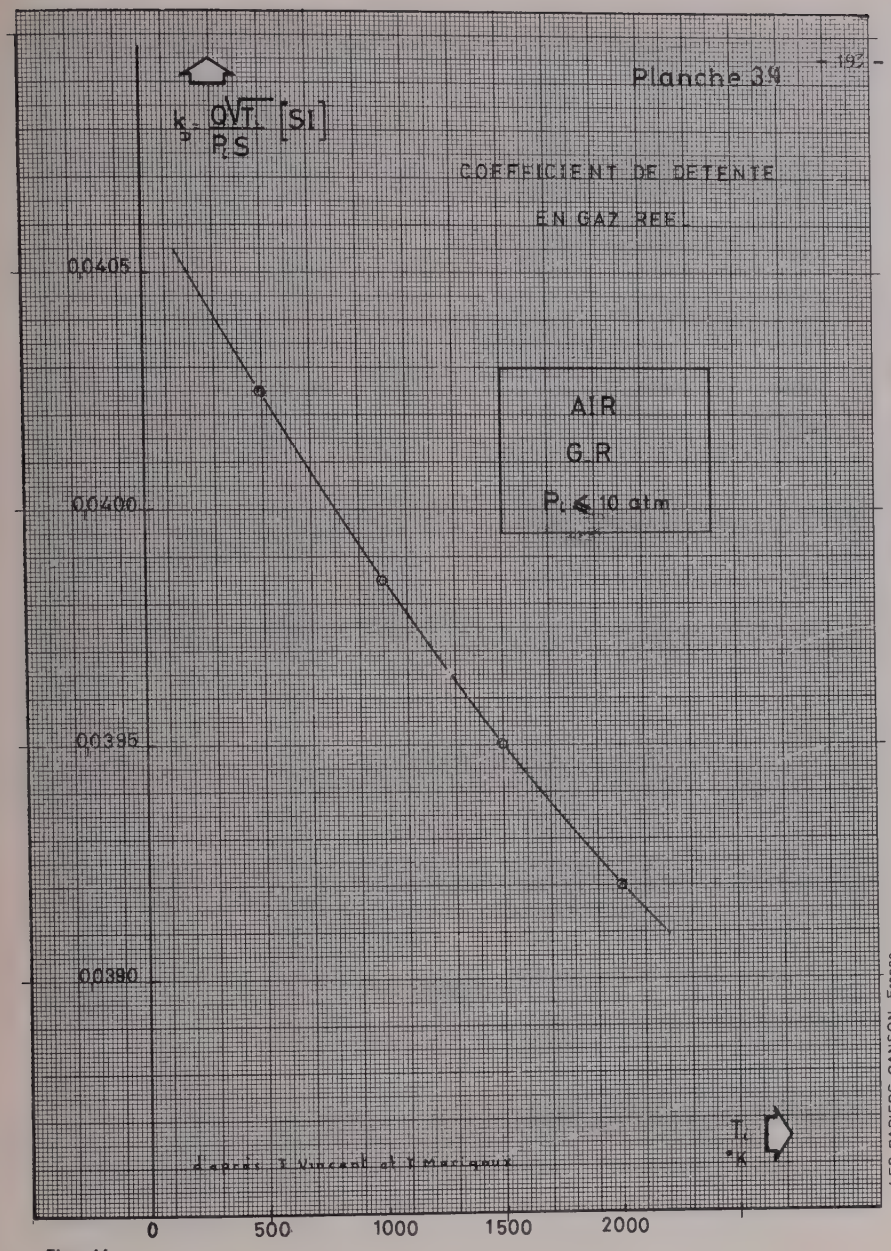


Fig. 14

Fig. 15

L'enregistrement des pressions instantanées est fait à l'aide d'un enregistreur A_0 300 A.C.B. qui transcrit les résultats sur une bande de papier photographique à développement direct.

3.1.2. — Moteur étudié (Fig. 16).

Les essais ont été effectués sur la pompe de balayage d'un moteur Diesel deux temps, de marque C.L.M. type 603, dont la coupe longitudinale et transversale est donnée fig. 18.

Caractéristiques du moteur :

Nombre de cylindre	1
Alésage	75 mm
Courses :	
Piston supérieur	70 mm
Piston inférieur	110 mm
Course totale	180 mm
Taux de compression	15,78/1

Balayage équicourant
Injection mécanique directe
Refroidissement par circulation d'eau

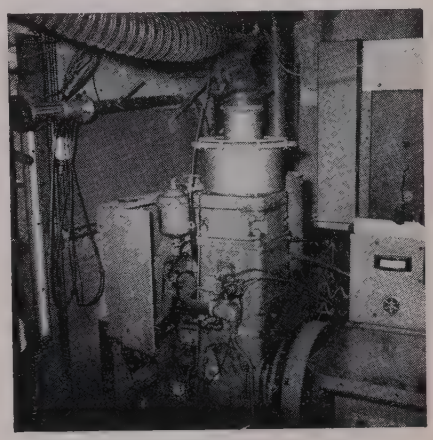


Fig. 16

La pompe de balayage a pour rôle de débiter l'air frais sous pression pour chasser les gaz brûlés et suralimenter le moteur.

Elle comprend :

— Le cylindre de balayage fixé sur le bloc cylindre moteur.
— Le piston de balayage fixé sur le piston moteur supérieur.
— Un carter à clapets en fonte fixé sur le cylindre.
— Huit clapets d'aspiration, disposés dans la toile supérieure du carter, concentriquement au piston, les huit clapets de refoulement sont disposés deux à deux aux quatre coins du carter (Fig. 19).

Un carter en tôle enveloppe l'admission d'air du compresseur et est relié à la capacité tampon par le flexible de diamètre 125 mm ou 250 mm.

3.2. — REMPLISSAGE THEORIQUE DE LA POMPE DE BALAYAGE

Schéma de la pompe de balayage (Fig. 20).

Expression du volume balayé par le piston :

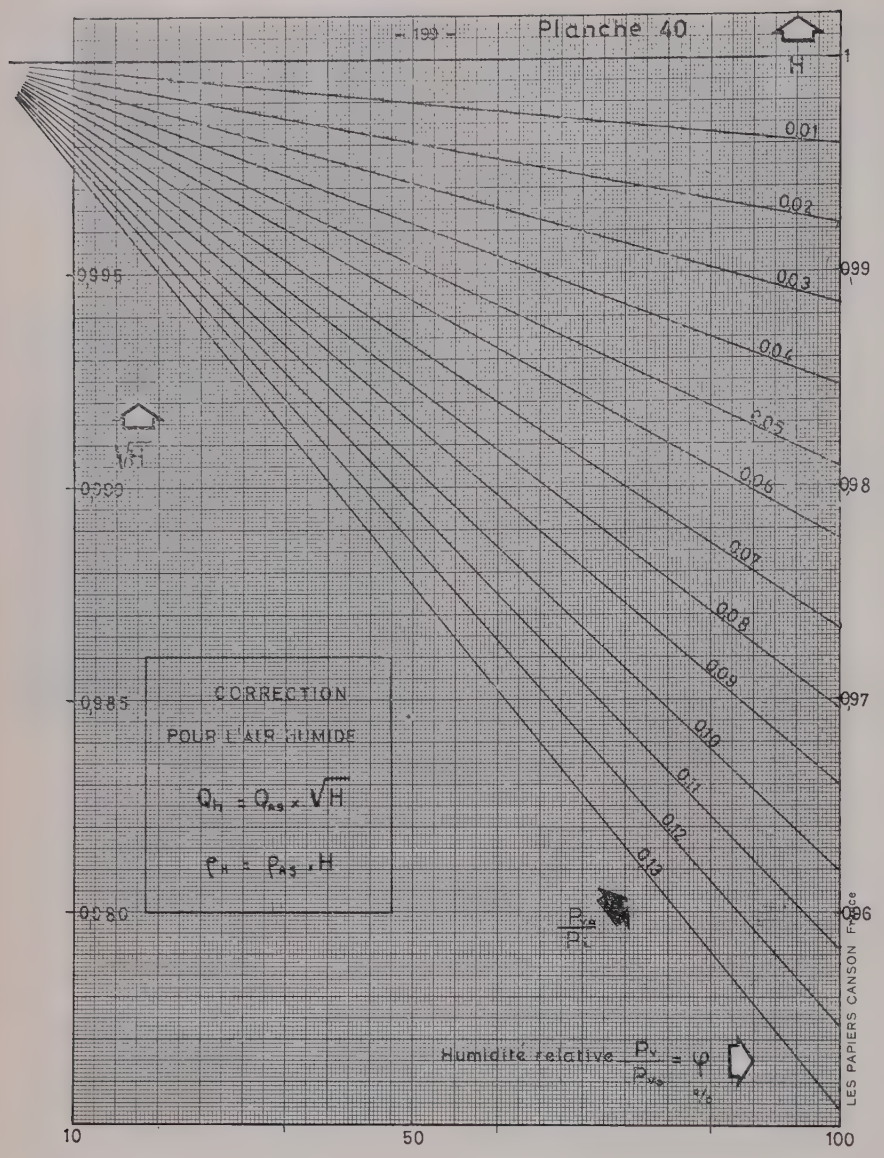


Fig. 17

$$V = S \cdot R \left[1 - \cos\alpha + \lambda_1 - \sqrt{\lambda_1^2 - \sin^2\alpha}\right] \quad (30)$$

d'où

$$\frac{dv}{d\alpha} = S \cdot R \left[\sin\alpha \left(1 + \frac{\cos\alpha}{\sqrt{\lambda_1^2 - \sin^2\alpha}}\right)\right] \quad (31)$$

or l'évolution étant adiabatique :

$$\frac{dv}{v} = \frac{1}{\gamma - 1}\frac{dT}{T} = -\frac{1}{\gamma}\frac{dP}{P} \quad (32)$$

La variable d'étude sera la pression P ou la température fictive T.

Débit du gaz frais aspiré :

$$dQ = \rho_o \cdot \frac{30 \cdot \sigma \cdot s}{\pi \cdot N.} \; T_o/T \; \frac{\gamma - 2}{\gamma - 1} \sqrt{2C_p (T_o - T)}\, d\alpha \quad (33)$$

Les courbes ci-après représentent l'évolution de la pression pour un régime de rotation de 1 350 t/mn, la contraction aérodynamique étant paramétrée de 0,5 à 1.

Fig. 21.

L'examen de la géométrie des clapets permet de calculer la contraction aérodynamique probable de 0,65. (AFNOR NF X 10 101 - 102).

On en déduit la courbe du débit d'air en fonction de l'angle de rotation.

Fig. 22.

Le degré d'interruption est de:

$$\frac{Z_u}{Z_o} = 1 - \frac{Z_a}{Z_o} = 1 - \frac{160 - 42}{360} = 0,67$$

3.3. — Calcul du volume de la capacité tampon

3.3.1. — Sans interposition d'un col sonique

Si l'on se fixe de ne pas dépasser une erreur de $\epsilon \leq 0,2$ % sur la mesure du débit moyen.

La courbe de la fig. 4 indique pour :

$$\frac{Z_u}{Z_o} = 0,7 \; \epsilon \leq 0,2 \; \% \; => H \geq 2,3$$

Le venturi de 50 x 20 permet de calculer l'indication différentielle pour un débit donné $\overline{Q_v}$.

En supposant le remplissage $R_p = 1$ et $n = 600$ t/mn

$$\frac{\overline{\Delta P}}{P} \cdot \frac{V_o \cdot n}{\overline{Q_v}} \geq 2,3$$

d'où $\boxed{V_o \simeq 400 \text{ l.}}$

3.3.2. — Avec interposition d'un col sonique

Nous devons respecter :

$$\frac{V_o}{d^3} > \frac{80}{\epsilon}$$

Le débit moyen exige un col sonique équivalent à un diamètre de 10 mm.

d'où

$$\boxed{V_o \geq 0,5 \text{ l.}}$$

On peut, dans ce cas, supprimer la capacité tampon mais on ne disposerait plus d'atmosphère artificielle et l'impédance acoustique du circuit d'admission serait faussée.

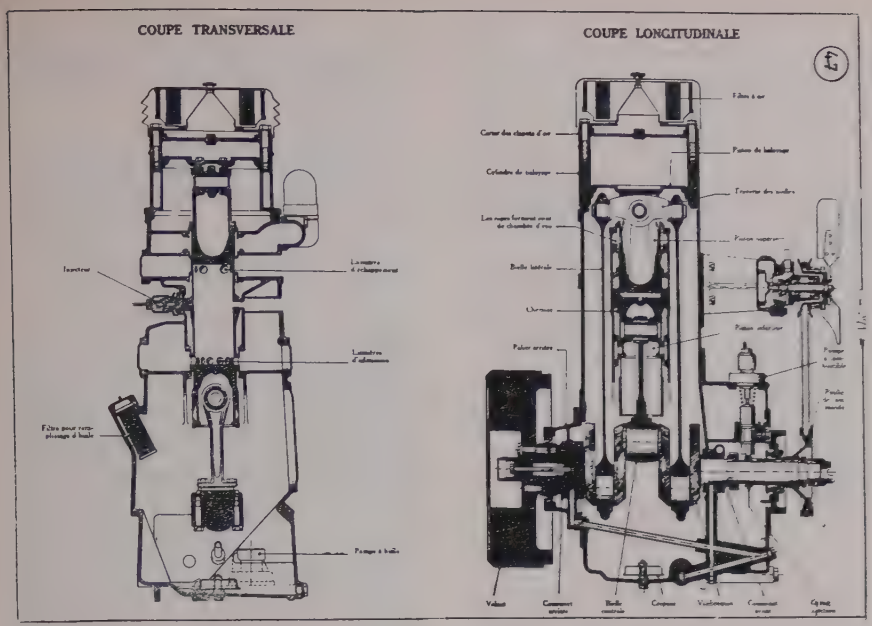


Fig. 18

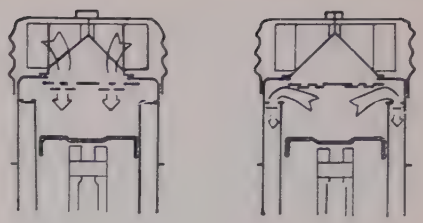


Fig. 19

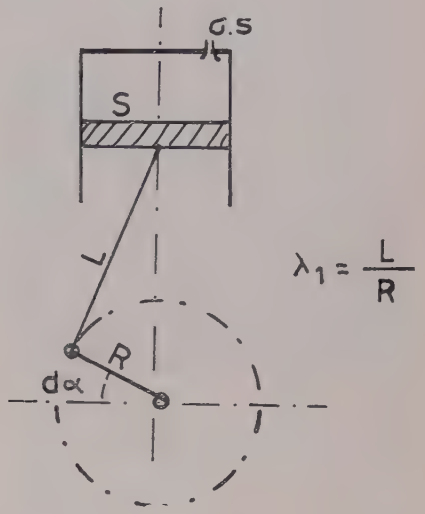


Fig. 20

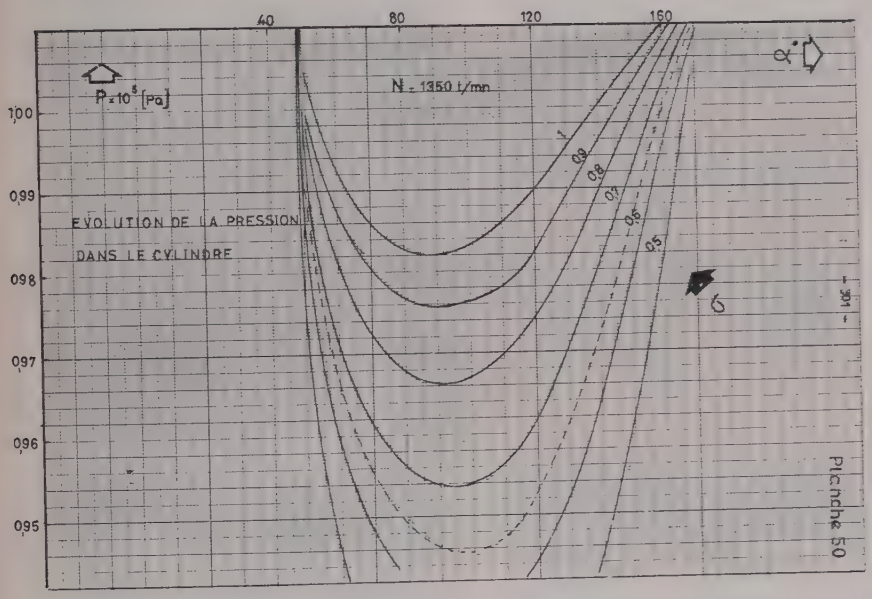


Fig. 21

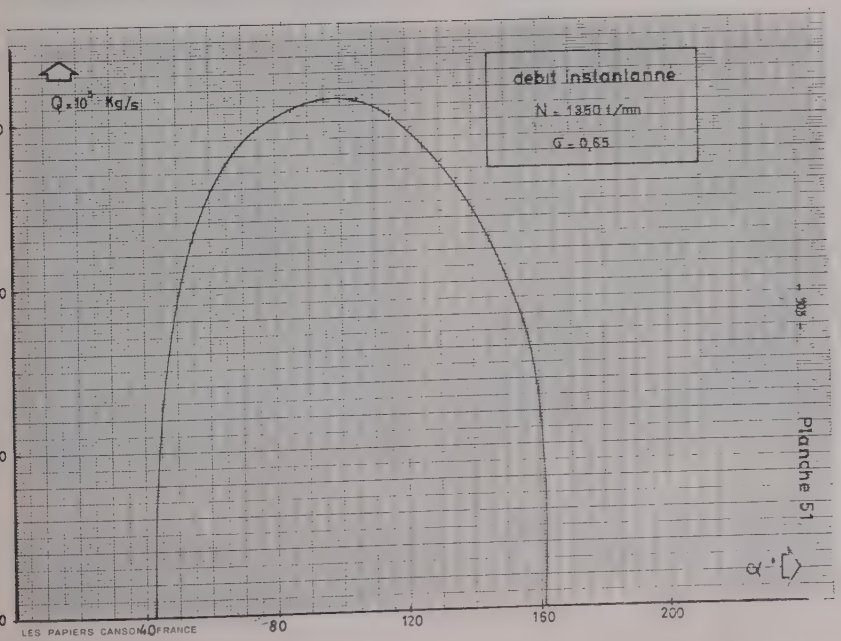


Fig. 22

4. — EXPERIMENTATION AVEC ENREGISTREMENT DES PRESSIONS

4.1. — INFLUENCE DU TAUX DE DETENTE

A ce régime il n'y a pas d'écart sur l'indication du débit pour un taux de détente variant de 1,03 à 1,3.

La vanne papillon joue le rôle de filtre pour la variation de pression instantanée au col du venturi. (fig. 23), n° 21, 22, 23, 24, 25, 26, 10.

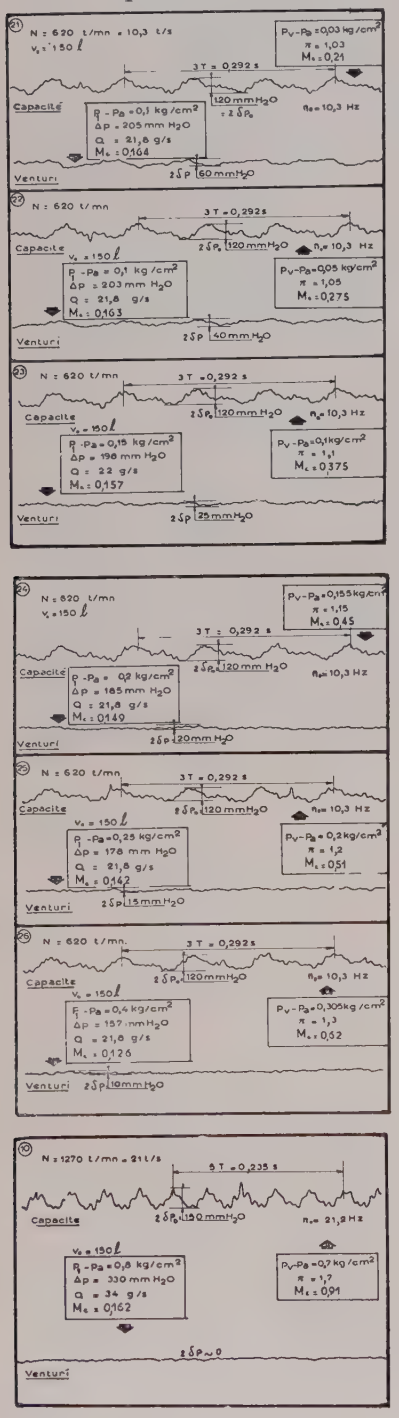


Fig. 23 ci-contre

4.2. — INFLUENCE DU VOLUME DE LA CAPACITE TAMPON

Dans cette série d'essais, la vanne papillon n'introduit comme détente de l'air, que sa perte de charge ($\pi = 1{,}02$).

L'amplitude des oscillations atteint son maximum pour un volume de la capacité de 150 l ; cette amplitude va en décroissant avec l'augmentation du volume de la capacité (fig. 24), n° 6, 27, 28, 30.

Néanmoins, les indications du venturi sont exactes car le nombre de Hodgson est compris entre :

$$2{,}35 < H < 5{,}27$$

et

$$0{,}2 < \epsilon < 0{,}06\ \%$$

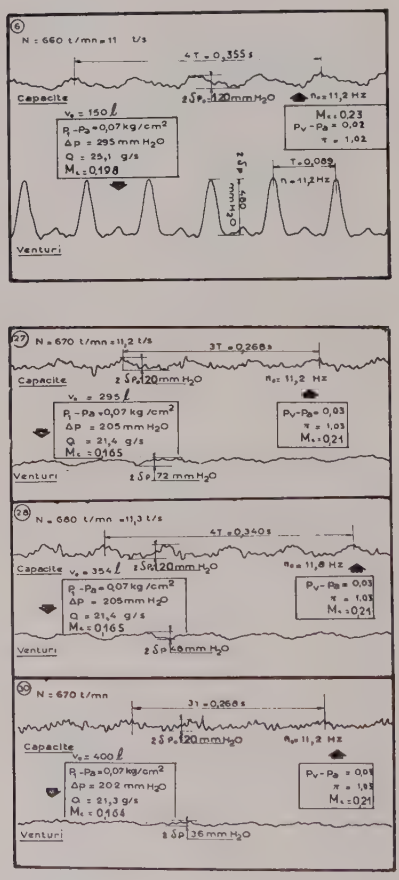


Fig. 24

5. — ANALYSE DES ENREGISTREMENTS

5.1. — INFLUENCE DES DIVERS PARAMETRES DE L'ETUDE (Fig. 25, 26, 27, 28).

5.1.1. — Taux de détente

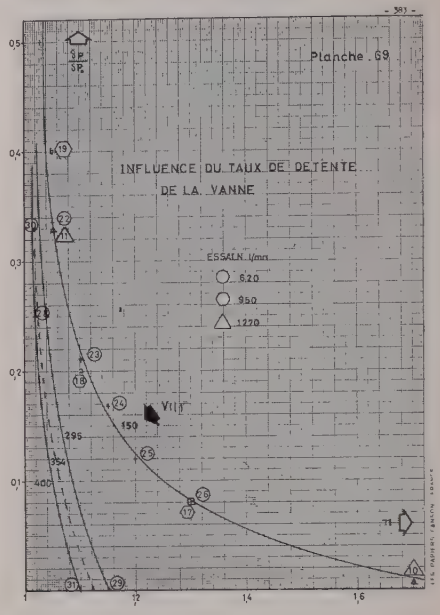


Fig. 25

Décroissance très rapide du rapport des amplitudes des oscillations de pression lorsque le taux de détente croit.

5.1.2. — Nombre de Mach

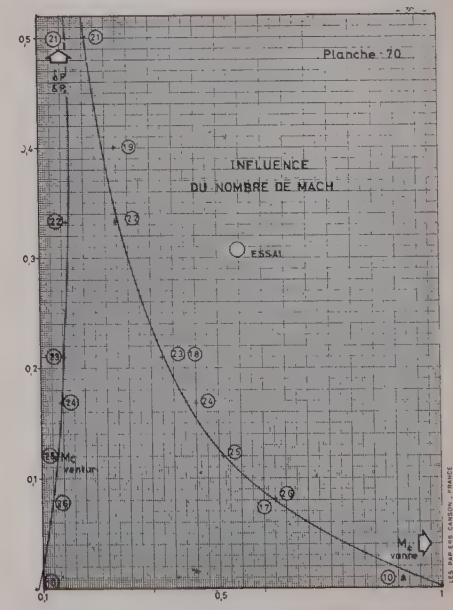


Fig. 26

Au régime critique ($M_c = 1$) le rapport des amplitudes des oscillations de pression est pratiquement nul.

5.1.3. — Volume de la capacité tampon

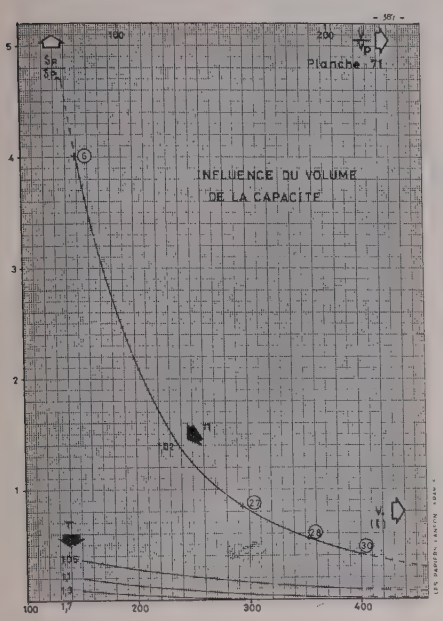


Fig. 27
L'utilisation d'une capacité de 400 l. au lieu d'une capacité de 150 l. divise par 10 le rapport des amplitudes des oscillations de pression.

5.1.4. — Régime de rotation

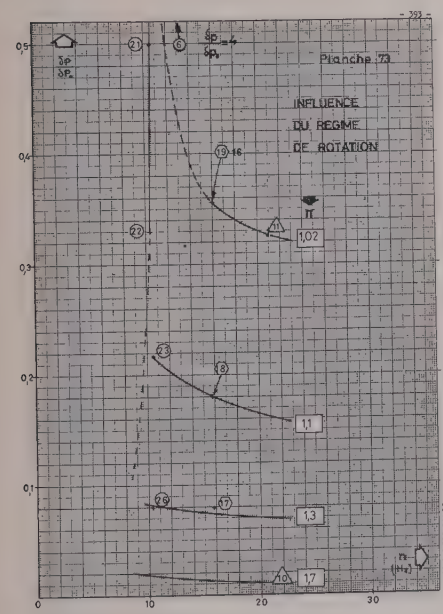


Fig. 28
Il y a une résonance vers 11 H_z quand il n'y a pas de détente ($\pi \approx 1$)
Au régime sonique $\pi = 1{,}89$ le rapport des amplitudes des oscillations de pression est indépendant du régime de rotation.

5.2. — INFLUENCE DU NOMBRE DE HODGSON (Fig. 29, 30, 31).

Rappelons que :

$$H = \frac{\overline{\Delta P}}{P} \cdot \frac{V_o.n}{\overline{Q_v}}$$

Nous allons analyser l'influence de chacun des paramètres.

5.2.1. — Taux de détente

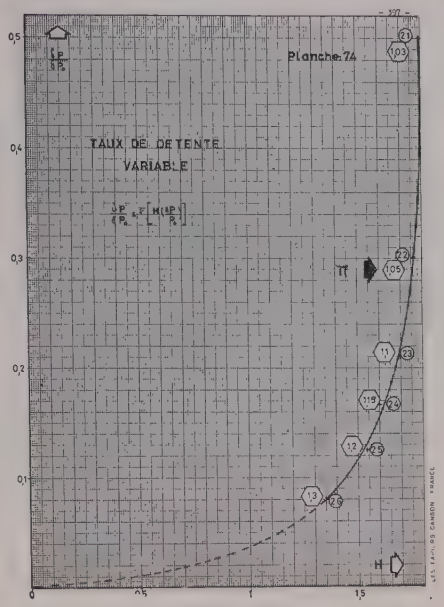


Fig. 29

Comme le régime est constant, il s'ensuit que le débit volume est constant et par suite, si l'on augmente la pression en amont du col pour augmenter le taux de détente, il s'ensuit que $\frac{\overline{\Delta P}}{P_1}$ décroît et paradoxalement la décroissance du nombre de HODGSON provoque la diminution du rapport des amplitudes des oscillations de pression.

5.2.2. — Volume de la capacité tampon

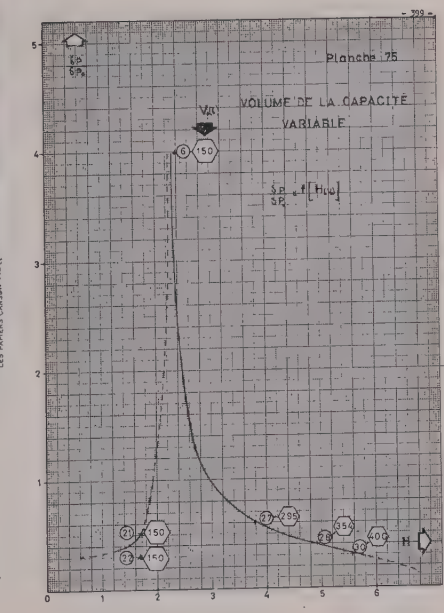


Fig. 30

Pour $V_0 = 150$ l. il y a résonance . En augmentant le volume, le rapport des amplitudes des oscillations de pression décroît très vite.

5.2.3. — Régime de rotation

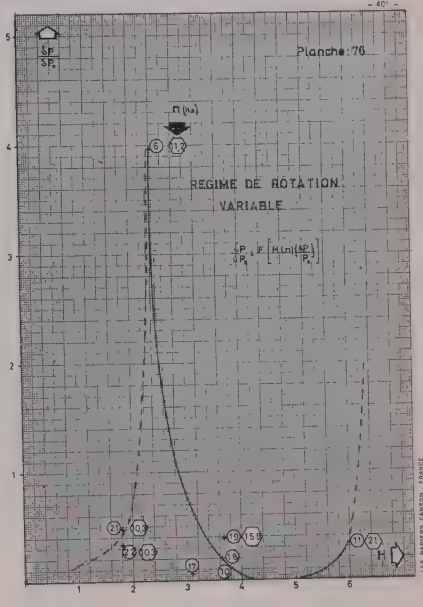


Fig. 31
Il y a deux résonances à 11,2 H_z et 22 H_z qui engendrent une suralimentation acoustique.

6. — RESULTATS

6.1. — MESURE DU DEBIT D'AIR ASPIRE PAR LE MOTEUR EN FONCTION DES DIVERS PARAMETRES DE L'ETUDE

6.1.1. — Paramètres de l'étude

Le débit d'air aspiré par la pompe de balayage est mesuré en fonction des divers paramètres suivants :

1) Régime de rotation du moteur.
2) Charge du moteur.
3) Capacité munie d'une membrane élastique.
4) Diamètre de la canalisation flexible entre capacité et moteur.
5) Volume de la capacité tampon.

6.1.2. — Régime de rotation du moteur

L'essai est réalisé a pleine charge avec :

— une capacité tampon de 400 l
— un tuyau flexible de diamètre 125 mm
— une membrane en caoutchouc sur la capacité

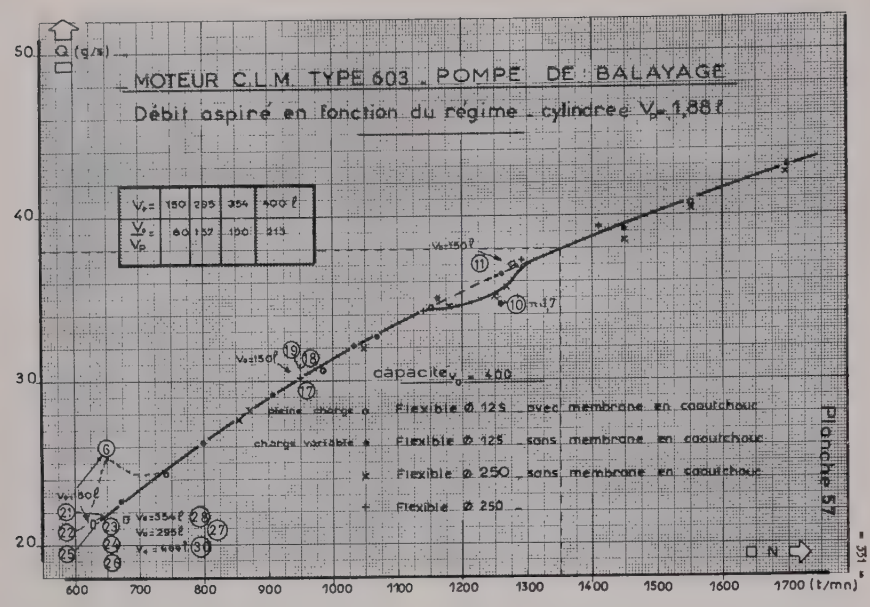


Fig. 32

La fig. 32 représente la variation du débit aspiré entre les régimes 650 et 1 700 t/mn.

6.1.3. — Charge du moteur

Les points représentatifs du débit aspiré en fonction du régime se situent sur la même courbe que le débit en fonction du régime à pleine charge.

Le remplissage de la pompe de balayage est indépendant de la charge du moteur.

6.1.4. — Capacité munie ou non d'une membrane élastique

Une membrane élastique montée sur le haut de la capacité tampon permet d'amortir les pulsations dans cette dernière.

Cette membrane est montée sur l'orifice de diamètre 250 mm, le tuyau flexible étant monté sur l'orifice de diamètre 125 mm, les points d'essais se situent sur la courbe de débit (fig. 32).

Avec nos conditions d'essais, la membrane est sans influence sur le débit d'air aspiré, la capacité tampon d'un volume de 400 l étant déjà suffisante pour amortir les pulsations.

6.1.5. — Diamètre de la canalisation flexible entre la capacité et le moteur

Les essais ont été effectués avec deux canalisations flexibles disposées entre la capacité tampon et l'admission de la pompe de balayage

Flexible Ø 125
L = 2,5 m L/D = 20

Flexible Ø 250
L = 2,5 m L/D = 10

Les points d'essais se situent sur la courbe précédente (figure 32). Dans nos conditions d'essais, le diamètre et la longueur réduite du flexible d'amenée d'air sont sans influence sur le remplissage du moteur.

6.1.6. — Volume de la capacité tampon

Le volume de la capacité tampon est rendu variable par introduction de pains de polystyrène enveloppés d'une toile plastique.

Les volumes d'essais sont les suivants :

V_o = 150 — 295 — 354 — 400 l.

Si l'on rapporte ces volumes à celui de la pompe de balayage : (volume réduit)

$$\frac{V_o}{V_p} = 8 — 15{,}7 — 19 — 21{,}3$$

Les points d'essais se situent sur la courbe précédente (fig. 32).

Le débit d'air aspiré n'est pas influencé par le volume de la capacité tampon dans les limites 400 l. à 150 l.

6.2. — REMPLISSAGE DE LA POMPE DE BALAYAGE EN FONCTION DU REGIME DE ROTATION

Le remplissage de la pompe de balayage est le rapport de la quantité d'air qui entre à chaque cycle, au volume balayé par le piston ou cylindrée :

$$R_p = \frac{V_r}{V_p}$$

La courbe de remplissage en fonction du régime de rotation est représentée fig. 33.

7. — CONCLUSION

7.1. — L'installation, telle qu'elle a été mise au point, s'est avérée satisfaisante.

7.2. — Les caractéristiques de fonctionnement du venturi ne se sont pas trouvées modifiées par l'installation artificielle de mesure de débit.

7.3. — L'utilisation d'une grande capacité tampon, pour respecter un nombre de HODGSON suffisamment élevé afin de réduire l'erreur à craindre sur la mesure du débit, peut conduire, si l'on n'utilise pas le procédé du col sonique, à des suralimentations acoustiques.

7.4. — Le col sonique permet de réduire la capacité tampon et s'avère être un débimètre d'une précision industrielle si l'on opère avec un col règlable et d'une excellente précision si l'on utilise un jeu de cols soniques fixes, comme ceux définis par le L.M.E.F. d'ORSAY.

7.5. — L'asservissement du débit d'air du col sonique à celui aspiré par le moteur peut être envisagé par règlage automatique de la position angulaire du papillon ou du niveau de pression en amont des sols soniques fixes pilotés par le niveau de pression de la capacité tampon qui constitue l'atmosphère artificielle du moteur.

7.6. — L'installation avec une capacité tampon peut servir à des essais en atmosphère artificielle à condition de répercuter les mêmes conditions de pression à l'échappement.

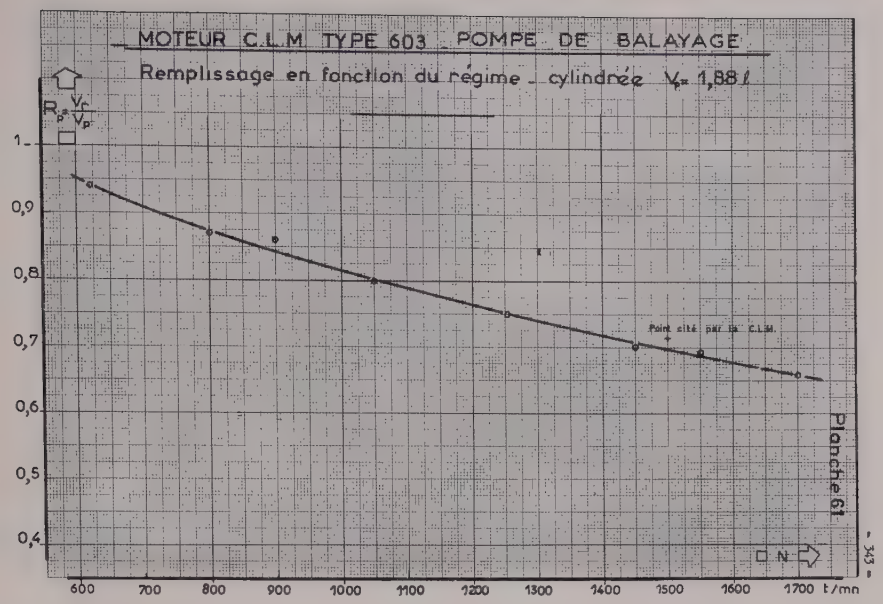


Fig. 33

NOTATIONS

P_i	Pression d'arrêt isentropique.	Pa
p	Pression.	Pa
pd	« Pression dynamique » $pd = \rho \frac{V^2}{2}$	Pa
ΔP_i	Perte de charge $\Delta P_i = P_{i1} - P_{i2}$.	Pa
ΔP	Différence des pressions $\Delta p = p_1 - p_2$. ..	Pa
δ	Amplitude d'oscillation de pression.	Pa
Q	Débit masse.	kg/s
ρ	Masse spécifique.	kg/m³
d	Densité par rapport à l'air.	[1]
V	Vitesse.	m/s
c	Célérité du son $c = \sqrt{\gamma R T}$.	m/s
S	Section.	m²
r	Rayon de la vanne.	mm
T_i	Température absolue d'arrêt isentropique.	°K
T	Température absolue.	°K
R	Constante du gaz $R = \frac{Ru}{m}$	J/kg°K
*R*u	Constante universelle des gaz 8,314.	J/kg mole °K
*R*c	Nombre de REYNOLDS $R_e = \frac{\rho.V.D.}{\mu}$.	[1]
m	Masse moléculaire.	kg/mole
M	Nombre de Mach $M = \frac{V}{c}$	[1]
γ	Rapport des chaleurs spécifiques à pression et à volume constant $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$	[1]

α, β	Position angulaire.	°
P_v	Pression en amont de la vanne papillon.	Pa
P_1	Pression en amont du venturi.	Pa
ΔP	Pression différentielle du venturi.	Pa
t_1	Température de l'air en amont du venturi.	°C
T_1	Température absolue de l'air en amont du venturi.	°K
Q_1	Débit calculé avec le venturi.	kg/s
Q_v	Débit calculé avec la vanne sonique.	kg/s
V	Volume de la capacité tampon.	dm^3
V_p	Cylindrée de la pompe de balayage.	dm^3
V_r	Volume de remplissage.	dm^3
R_p	Coefficient de remplissage $= \frac{V_r}{V_p}$.	[1]
ϵ	Facteur de compressibilité.	[1]
ϵ %	Erreur de mesure.	%
σ	Contraction aérodynamique $\sigma = \frac{S_a}{S_g}$. ..	[1]
S_a	Section aérodynamique.	m^2
S_g	Section géométrique.	m^2
N	Régime de rotation.	t/mn
n	Fréquence de rotation.	Hz
P	Puissance.	ch
C	Couple.	m/kg
C_s	Consommation spécifique.	g/ch.h
C_D	Coefficient de débit $C_D = \frac{Q_a}{Q_g}$	[1]
H	Nombre de HODGSON $H = \frac{V_o \cdot n.}{\overline{q_v}} \frac{\overline{\Delta P}}{P}$	[1]
R_G	Rendement global.	[1]
q_{vo}	Débit volume rapporté aux conditions P_o, T_o de la capacité tampon.	m^3/s
a	Amplitude les fluctuations de débit volume au col du venturi.	m^3/s
a_o	Amplitude des fluctuations de débit volume dans la capacité tampon.	m^3/s
δ	Amplitude des oscillations de pression au col du venturi.	Pa
δ_o	Amplitude des oscillations de pression dans la capacité tampon.	Pa
ω	Pulsation $\omega = 2\pi$ n.	rd/s
P_g	Pression $P_g = p + \rho g h$.	Pa

INDICES

0	Capacité tampon	a	aérodynamique
1	Amont	g	géométrique
2	Aval	c	col

Les calculs sont, sauf indication contraire, effectués dans le système S. I.

BIBLIOGRAPHIE

[1] M. AZEM (1971). — Contribution à la mesure du débit au moyen de tuyères soniques et de diaphragmes à l'aspiration. (THESE FACULTE DES SCIENCES L.M.E.F.) PARIS. VI. (INFORMATIONS AERAULIQUES & THERMIQUES 1971, n° 31, p. 32 à 42).

[1 a] J. BERTIN (1945). — Etablissement d'abaques permettant le calcul rapide des tuyères. Rapport technique 50 Ministère de l'Air (D.T.I.).

[2] S. B. BOULATOV (1961), S. S. KIVILIS, A. S. NEMIROVSKI. — Mesure des débits de gaz en régime pulsatoire. (TECHNIQUE DES MESURES - MOSCOU).

[3] R. COMOLET, J. BONNIN. — MECANIQUE EXPERIMENTALE DES FLUIDES (MASSON).
- I. - Statique et dynamique des fluides non visqueux;
- II. - Dynamique des fluides réels, turbomachines;
- III. - Recueil de problèmes.

[4] Ph. CASTILLON (1970). — Mise au point d'un étalon de débit constitué de tuyères en régime sonique. (A.T.G. - CONGRES 1970).

[5] Ch. COTTIGNIES (1949). — Contribution à l'étude des pertes de charge singulières. (P. S. T. n° 231).

[6] DOUCHEZ (1967). — Interprétation et utilisation du nombre de HODGSON dans les problèmes concernant la mesure des débits variables au moyen d'appareils déprimogènes. (ISO/TC 30/GT 4 - FRANCE 3 - 36 F).

[7] A. FORTIER (1935). — Sur un nouveau montage permettant la mesure de la viscosité des gaz.

[8] A. FORTIER (1937). — Contribution à l'étude de la viscosité de l'air et des gaz. (P. S. T. n° 111).

[9] A. FOCH (1950), A. FORTIER, R. ROUSSELET. — Sur les applications industrielles des écoulements gazeux à la vitesse critique. (CHALEUR & INDUSTRIE - Juin 1950 - p. 145 à 150).

[10] A. FORTIER (Mars 1963). — Note sur la mesure des débits pulsatoires au moyen d'appareils déprimogènes. (ISO/TC 30/GT 4 - FRANCE 1 - 15 F).

[11] A. FORTIER (Mai 1963). — The measurement of pulsating flow by means of differential producers. (ISO/TC 30/WG 4 - FRANCE 1 - 15 E).

[12] A. FORTIER (Juin 1963). — Note sur la mesure des débits variables au moyen de dispositifs déprimogènes. (ISO/TC 30/GT 4 - FRANCE 2 - 24 F).

[13] A. FORTIER. — Note sur la mesure des débits variables. (ISO/ TC 30/ GT 4 - FRANCE 2 - 24).

[14] A. FORTIER (1963). — Note sur la mesure des débits variables au moyen de dispositifs déprimogènes. (ISO/TC 30/GT 4).

[15] A. FORTIER (1966). — Sur la mesure des débits pulsatoires. (INFORMATION AERAULIQUE & THERMIQUE N° 9).

[16] A. FORTIER (1968). — Recommandations pour la mesure des débits pulsés. (ISO/TC 30/GT 4 - FRANCE 4).

[17] A. FORTIER (Février 1968). — Note sur la mesure des débits variables au moyen de dispositifs déprimogènes. (ISO/TC 30/GT 4 - FRANCE 4 - 43 F).

[18] A. FORTIER (1969). — Avant projet de recommandation ISO concernant la mesure du débit des fluides dans une conduite au moyen de diaphragmes, tuyères, et tubes de venturi dans le cas d'écoulement pulsatoire. (ISO/TC 30/ GT 4).

[19] A. FORTIER (1969). — Sur la mesure des débits pulsatoires au moyen d'appareils déprimogènes. (LA HOUILLE BLANCHE n° 5).

[20] A. FORTIER (Janvier 1971). — The measurement of pulsating flows by means of pressure difference devices. (ISO/TC 30/WG4 - FRANCE 7 - 60).

[21] Prof. KASTNER (1964). — Critical flow nozzles meter and its application to the measurement of mass flow rate in steady and pulsating streams of gas. (JOURNAL OF MECANICAL ENGINEERING SCIENCE).

[22] P. P. KREMLEVSKI (1961). — Mesure des débits des courants pulsatoires. Recherche dans le domaine des mesures mécaniques. (TRAVAUX DES INSTITUTS DES COMITES DES NORMES MESURES & APPAREILS DE MESURES 50 (110) STANDARDISDAT - MOSCOU).

[23] P. MAGOT CUVRÛ. — Evacuation d'une capacité variable par un orifice variable (LA FRANCE ENERGETIQUE).

[24] B. MASURE (1967). — Effet de la viscosité et effet de viriel sur la mesure des débits à col sonique. (RECHERCHE AERONAUTIQUE, n° 120).

[25] B. MASURE (1968). — Etude de la précision des mesures de débits gazeux par la méthode des cols soniques. (ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME & AERONAUTIQUE - SESSION 1968).

[26] MATON. — Phénomènes pulsatoires dans les tuyauteries couplées à des compresseurs alternatifs. Influence de ces phénomènes sur le diagramme des compresseurs. Etude par la méthode des analogies électriques.

[27] M. MENARD (1955). — Tuyères supersoniques à col réglable. (N. T. 51 - MINISTERE DE L'AIR).

[28] J. RAUCH (1965). — Insonorisation et remplissage des moteurs. (P.S.T. du Ministère de l'Air - n° 418). Thèse présentée à la FACULTE DES SCIENCES DE L'UNIVERSITE DE PARIS (1963).

[29] G. ROUSSILLON (1970). — Caractéristique d'écoulement d'un fluide incompressible ou compressible par une vanne de type papillon. Application à la stabilisation et à la mesure du débit d'air aspiré par un moteur thermique. (MEMOIRE INGENIEUR C. N. A. M. - Spec. MOTEURS A COMBUSTION INTERNE).

[30] G. ROUSSILLON (1972). — Emploi d'une vanne papillon fonctionnant en régime critique pour la mesure du débit d'air aspiré par un moteur thermique (500 références). (Thèse Faculté des Sciences). L.M.E.F. - PARIS (VI).
C.N.R.S. Archives Doc. AO7477.

[31] R. ROUSSELET (1937). — Mesures. — Problèmes des débits pulsatoires. — Les mesures de débit en régime pulsatoire (Juin 1949 - n° 145).

[32] R. ROUSSELET. — Débimètres pour débits pulsatoires - Fév. 1938). — La mesure des débits en régime pulsatoire - 1949. (MESURES).

[33] SAINT VENANT (1839), WANTZEL. — Mémoire et expériences sur l'écoulement de l'air. (JOURNAL DE L'ECOLE ROYALE POLYTECHNIQUE - Tome 116, p. 85).

[34] M. SEDILLE. — Précis de mécanique des fluides à l'usage des Ingénieurs (MASSON).

[35] M. SERRUYS (1946). — L'écoulement des fluides dans les moteurs (CENTRE DE PERFECTIONNEMENT TECHNIQUE - Fas. 1547 - Juin 1946).

[36] M. SERRUYS (1955). — L'écoulement des fluides dans les moteurs à combustion interne. (Cours C. E. S. I. A.).

[37] M. SERRUYS. — Etude générale de l'écoulement d'un gaz à travers une tuyère quelconque et du passage par la vitesse du son (P. S. T. n° 272).

[38] **M. SERRUYS (1970).** — Utilisation des effets de pulsations gazeuses dans les machines alternatives. (ECOLE CENTRALE DES ARTS & MANUFACTURES).

[39] **SMITH (1962), MATZ.** — A théoritical méthod of déterming discharge coefficients for venturis opérating at critical flow conditions. (JOURNAL OF BASIC ENGINEERING - Dec. 1962 - p. 434 à 446).

[40] **F. TESSON (1961).** — Contribution théorique et expérimentale à l'étude des courants supersoniques. (P. S. T. n° 206).

[40 a] **J. VALEMBOIS (1948).** — Mesure des pressions variables (actualités scientifiques et industrielles n° 1047). Publication de la société hydrotechnique de France. Paris - HERMANN.

[41] **R. VICHNIEVSKY.** — Thermodynamique appliquée aux moteurs alternatifs. (Cours C.E.S.I.A.)

[42] **J. VILLEY (1943).** — Le calcul du remplissage des cylindres des moteurs. (PST. 185).

[43] **J. VINCENT.** — Sur la détermination d'un profil optimal de tuyère sonique. C. R. ACADEMIE DES SCIENCES. (T. 267 - 21 Oct. 1968 - Série A - 614).

[44] **J. VINCENT.** — Sur la détermination expérimentale du coefficient de débit des tuyères soniques. C. R. ACADEMIE DES SCIENCES. (T. 267 - 26 Août 1968 - Série A - 337).

[45] **J. VINCENT, J. MERIGOUX.** — Sur le calcul du débit théorique d'une tuyère sonique dans le cas d'un gaz réel. C. R. ACADEMIE DES SCIENCES. (T. 267 - 2 Sept. 1968 - Série A - 368).

[46] **H. F. YAZICI (1971).** — Mesure des débits pulsatoires. (THERMIQUE & AERAULIQUE n° 03 - Janv. Mars 1971).

[47] **H. F YAZICI.** — Rapport sur la mesure des débits pulsatoires (ISO/TC 30/GT 4 - FRANCE 6 - 53 F).

[48] **AFNOR.** — Dossier 516 TC 30/GT 4. — Résumé des travaux de l'ISO comité technique ISO/TC 30. Mesure du débit des fluides dans les conduits fermées groupe de travail ISO/TC 30/GT 4 débits pulsatoires.

QUESTIONS POSÉES A L'AUTEUR A PROPOS DE SON EXPOSÉ

Q. — Quelle est la pression maximum que vous avez en amont du venturi dans votre dispositif expérimental ?

R. — Dans le dispositif expérimental avec utilisation de la vanne papillon tels qu'ont été effectués les essais, il fallait un rapport de pression de 1,89.

La pression en aval de la vanne avoisine la pression atmosphérique, donc la pression en amont était de 1,89 bar absolus, soit 0,89 bar relatif, et pour tenir compte des pertes de charges la pression en amont du venturi est d'environ 1 bar relatif.

Q. — De quelle pression génératrice d'air disposez-vous ?

R. — Je disposais d'un réseau d'air comprimé à 6 bars relatifs.

Q. — Et vous avez toujours travaillé avec une pression voisine de 1 bar ?

R. — Oui, car avec un col sonique réglable on peut réaliser une infinité de combinaisons.

Le papillon de la vanne ayant une position β_0 réalisant un taux de détente de 1,89, si l'on affiche une section moitié, il faut doubler la pression absolue en amont pour conserver le même débit puisque, en régime sonique :

$$\frac{Q \cdot \sqrt{T_i}}{P_i \cdot S_c} = C^{te} \Rightarrow P_i \cdot S_c = C^{te}$$

si $Q = C^{te}$ et $T_i = C^{te}$

Je n'ai pas profité de cette possibilité de faire varier la pression car, dans ce montage expérimental utilisant des raccordements de tuyaux souples, les risques de fuite sur les circuits de mesure de la pression différentielle sont à éviter.

Q. — C'est-à-dire que vous avez toujours utilisé une faible pression génératrice et vous avez contrôlé le débit par la section de passage ?

R. — C'est exact, mais dans le cas d'utilisation de cols soniques fixes, la recherche du taux de détente de 1,05 au lieu de 1,89 est très bénéfique car, à l'aide de deux cols soniques correctement étagés on peut, partant d'air à 7 bars absolus, réaliser un rapport de débit de 56.

A ce rapport de débit correspondrait, dans le cas d'utilisation d'un système déprimogène, un rapport des pressions différentielles à mesurer de 3.160.

On est donc revenu à utiliser des pressions élevées mais on ne mesure plus une pression différentielle, seule la pression en amont génératrice P_i doit être relevée.

Q. — Que conseillez-vous pour mesurer avec la plus grande précision la pression génératrice ?

R. — On dispose dans le commerce de manomètres, par exemple BLONDELLE, à lame acier suffisants pour des mesures industrielles, mais dans le cas de mesures fines de banc d'essai ou de laboratoire, il faut revenir à la mesure d'une colonne de liquide.

Si vous utilisez un col sonique sans récupération, la pression relative à mesurer est de 0,89 b. soit 700 mm. Hg et dans le cas d'emploi d'un col sonique à récupération, on détermine la section à partir du débit évalué par la formule :

$$Q = \frac{K \cdot P_i \cdot S_c}{\sqrt{T_i}}$$

d'où

$$S_c = \frac{25 \cdot Q \cdot \sqrt{T_i}}{P_i}$$

Avec $P. = 1{,}05$ b.

ou, pour s'assurer une latitude, P = 1,1 b.

La pression relative à mesurer est alors 1 m de colonne d'eau.

L'incertitude sur la mesure de la colonne de liquide peut varier suivant les précautions d'emploi dans les limites suivantes :

MERCURE		EAU		MANOMETRE
h	Δ h	h	Δ h	
1,89 b.	1 mm	1,1 b.	1 mm	Ordinaire à large cuve
1,89 b.	0,1 mm	1,1 b.	0,1 mm	emploi d'un cathétomètre
		1,1 b.	0,05 mm	Micromanomètre A. FORTIER

d'où une erreur relative rapportée à la pression absolue de :

Pour le manomètre à mercure :

$$\frac{\Delta h}{h} = 7\ 10^{-4} \text{ à } 0{,}7\ 10^{-4}$$

Pour le manomètre à eau :

$$\frac{\Delta h}{h} = 10^{-4},\ 10^{-5},\ 5\ 10^{-6}$$

La précision sur la mesure de la pression peut être très grande et il y a lieu d'examiner la précision que l'on peut atteindre sur les autres facteurs, afin d'obtenir la précision globale sur la mesure du débit.

Rappelons la formule du débit en régime sonique :

$$Q = \frac{K_D \,.\, P_i \,.\, C_D \,.\, S_c \,.\, \sqrt{H}}{\sqrt{T_i}}$$

Température d'arrêt en amont :

La température de l'air en amont T_i peut être mesurée au 1/20 degré près ($\Delta T_i = 0{,}05°C$), ceci pour une température voisine de 20° C. C'est-à-dire sensiblement 300° K., d'où :

$$\frac{\Delta T_i}{T_i} = 1{,}7 \,.\, 10^{-4}$$

Et comme ce facteur agit par la racine de sa valeur :

$$\frac{\Delta \sqrt{T_i}}{\sqrt{T_i}} = 0{,}85 \,.\, 10^{-4}$$

Section géométrique du col :

Le diamètre du col peut être mesuré au micron près sur 6 diamètres et l'on calculera la moyenne de ces 6 mesures :

$$\Delta d_c = 10^{-3} \text{ mm.}$$

Le col avoisine 10 mm dans notre cas d'emploi, d'où l'erreur relative sur la mesure du diamètre :

$$\frac{\Delta d_c}{d_c} = 10^{-4}$$

et l'erreur relative sur la section :

$$\frac{\Delta S_c}{S_c} = 2. \frac{\Delta d_c}{d_c} = 2 \,.\, 10^{-4}$$

Coefficient de débit :

La valeur du coefficient de débit, pour une géométrie donnée de l'entrée, a été déterminée à $2{,}5.\ 10^{-4}$ près au L. M. E. F. d'ORSAY, en fonction du nombre de REYNOLDS au col (VINCENT - MERIGOUX - AZEM).

$$\frac{\Delta C_D}{C_D} = 2{,}5\ 10^{-4}$$

Il faut procéder par itération puisque le débit n'est connu à la première mesure, qu'à 1 % près.

Par ailleurs, l'air étant humide, il faut prendre la viscosité μ_c calculée pour le taux d'humidité au col.

Humidité de l'air :

L'air aspiré étant chargé de vapeur d'eau, il y a lieu d'effectuer une correction d'humidité dont l'erreur relative sur le coefficient est de l'ordre de $\frac{\Delta H}{H} = 2.\ 10^{-4}$

Comme la correction est en $\sqrt{H}$,

$$\frac{\Delta \sqrt{H}}{\sqrt{H}} = 10^{-4}$$

Coefficient de détente :

Pour des mesures de précision on ne doit pas considérer l'air comme un gaz parfait mais comme un gaz réel et le coefficient de détente K_D, en régime sonique, n'est plus une constante, et sa variation en fonction de la pression (effet de viriel) et de la température a été étudiée (VINCENT - MERIGOUX (L. M. E.F., ORSAY), MAZURE (ONERA).

L'erreur relative sur le coefficient de détente est :

$$\frac{\Delta K_d}{K_d} = 10^{-4}$$

L'erreur quadratique moyenne, ou écart type a pour expression :

$$\frac{\sigma_Q}{Q} = \sqrt{\left(\frac{\Delta K_D}{K_D}\right)^2 + \left(\frac{\Delta P_i}{P_i}\right)^2 + \left(\frac{\Delta C_D}{C_D}\right)^2 + \left(\frac{\Delta S}{S_c}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \sqrt{T_i}}{\sqrt{T_i}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \sqrt{H}}{\sqrt{H}}\right)^2}$$

Dans le cas présent :

$$\frac{\sigma_Q}{Q} = \sqrt{1 + 25 + 6{,}25 + 4 + 0{,}64 + 1 \,.\, 10^{-4}} \simeq 6 \,.\, 10^{-4}$$

L'erreur relative maximum à craindre est de $\frac{2\,\sigma_Q}{Q}$ soit environ 10^{-3}.

Q. — Si l'on a affaire à une fluctuation de plusieurs centaines de grammes, vous serez obligé d'admettre une perte de charge au niveau du col sonique qui soit supérieure à la fluctuation.

R. — Dans le cas des fluctuations qui risquent de désamorcer le col sonique, il faut revenir au col sonique sans récupération qui exige un taux de détente de 1,89 et je pense que le problème est résolu car il n'est pas concevable d'avoir des fluctuations supérieures à 900 g/cm² capables de désamorcer de nouveau le col sonique; ce cas signifierait en effet que l'on est en régime sonique dans la pipe d'admission elle-même.

Q. — J'ai couramment des fluctuations de l'ordre de 400 g/cm².

R. — Dans ce cas, le col sonique à taux de détente 1,89 convient car on ne le désamorce pas.

Q. — Cette précaution à prendre élimine l'intérêt que pouvait présenter l'apport de votre col sonique permettant de travailler avec

de faibles surpressions, ce qui permettait de travailler avec une légère surpression de l'air atmosphérique et oblige à se brancher sur le réseau d'air comprimé. Est-ce que celà n'entraîne pas, au point de vue coût, à des inconvénients sensibles ?

R. — J'ai fait un bilan des coûts respectifs du carburant et de l'air.

Je suis parti de deux cas pratiques, un diesel 4 temps et un moteur à essence, chacun d'une puissance de 100 ch.

Nous pouvons dresser le tableau comparatif suivant :

		Moteur Diesel 100 ch	Moteur Essence 100 ch
Consommation spécifique	gr/ch. h	210	250
Nature et densité du carburant		Gas-oil 0,83	Essence 0,75
Richesse		0,6	1,1
Prix du carburant	F/l.	0,72	1,20
Prix de l'air	F/Nm^3	0,05	0,05
Prix de revient horaire de l'air	F/h	20	13
Prix de revient horaire du carburant.	F/h	18	40
Prix de revient horaire du banc (location - amortissement)	F/h	120	120

Le prix de revient horaire de l'air est équivalent à celui du carburant dans le cas du moteur Diesel et du tiers dans le cas du moteur à essence.

Il faut cependant comparer ces prix à celui de la location ou de l'amortissement du banc d'essai qui est voisin de 120 F/h.

C'est-à-dire que le prix de revient horaire de l'air consommé est de l'ordre de 10 à 15 % du prix global d'investissement du banc d'essai.

Imprima - Givors